

Experimentelle und numerische Untersuchung zum Einfluss von Einbaubedingungen auf das Betriebs- und Kavitationsverhalten von Kreiselpumpen

Vom Fachbereich Maschinenbau
an der Technischen Universität Darmstadt

zur

Erlangung des Grades eines Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)
genehmigte

DISSERTATION

vorgelegt von

Dipl.-Ing. Miriam Roth Kliem

aus Peña Blanca, Chile

Berichterstatter:	Prof. Dr.-Ing. B. Stoffel
Mitberichterstatter:	Prof. Dr.-Ing. D.-H. Hellmann
Tag der Einreichung:	09.05.2006
Tag der mündlichen Prüfung:	04.07.2006

Darmstadt 2006

D17

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftliche Mitarbeiterin am Fachgebiet Turbomaschinen und Fluidantriebstechnik der Technischen Universität Darmstadt.

An erster Stelle möchte ich mich herzlich bei Herrn Prof. Dr.-Ing. Bernd Stoffel, Leiter des Fachgebiets Turbomaschinen und Fluidantriebstechnik der Technischen Universität Darmstadt, für die Anregung zu dieser Arbeit, die konstante Unterstützung, sowie die Ratschläge bei deren Durchführung und Fertigstellung herzlich bedanken.

Bei Herrn Prof. Dr.-Ing. Hellmann, Leiter des Lehrstuhls für Strömungsmaschinen und Strömungsmechanik der Technischen Universität Kaiserslautern, bedanke ich mich für das Interesse an den Untersuchungen, für die Übernahme des Korreferats und die kritische Durchsicht der Arbeit.

Mein Dank an alle Mitarbeiter und Mitarbeiterinnen für die gute Zusammenarbeit und die außergewöhnlich familiäre Arbeitsatmosphäre während meiner Zeit am Fachgebiet. Besonderen Dank an Dr. Ing. Gerhard Ludwig für die permanente Unterstützung und an Bernhard Brunn und Christian Beinert für die zahlreichen fachlichen Diskussionen und die Durchsicht dieser Arbeit.

Dem Deutschen Verein der Gas- und Wasserversorgung (DVGW) sei großer Dank für die finanzielle Unterstützung und die anregenden Gespräche im Laufe des Projektes „Untersuchung zum Einfluss der Einbaubedingungen von Kreiselpumpen in Wasserversorgungsanlagen auf deren Betriebsverhalten“ ausgesprochen, dessen Ergebnisse Teil dieser Arbeit sind.

Mein besonderer Dank gilt meinem Ehegatten und ehemaligen Mitarbeiter am Fachgebiet Alberto Tamm für die Unterstützung sowohl im fachlichen als auch im moralischen Sinne.

Widmen will ich diese Arbeit meinem Vater, zu dessen Doktorprüfung ich 1974 zur Welt kam.

Hiermit erkläre ich an Eides statt, die vorliegende Arbeit selbständig, ausschließlich unter Verwendung der genannten Hilfsmittel angefertigt zu haben.

Darmstadt, 09.05.2006

Miriam Roth

Inhaltverzeichnis

1	EINLEITUNG.....	1
1.1	PROBLEMSTELLUNG.....	1
1.2	ZIELSETZUNG UND VORGEHENSWEISE.....	3
1.3	STAND DER FORSCHUNG.....	4
2	THEORETISCHE GRUNDLAGEN	7
2.1	LAUFRADANSTRÖMUNG.....	7
2.2	KENNLINIEN DER PUMPE	9
2.3	NPSH-WERT	12
2.4	KENNZAHLEN DER AXIALEN UNSYMMETRIE.....	12
2.5	KENNZAHLEN DER GESCHWINDIGKEIT IN UMFANGSRICHTUNG.....	13
2.6	DRUCKVERTEILUNGEN UND WIDERSTANDSBEIWERT	14
2.7	DURCHSTRÖMUNG EINES KRÜMMERS.....	14
2.8	UMSTRÖMUNG EINER KLAPPE	17
3	EINLAUFBEDINGUNGEN	18
4	EXPERIMENTELLE UNTERSUCHUNGEN	20
4.1	VERSUCHSPROGRAMM.....	20
4.2	VERSUCHSEINRICHTUNGEN	21
4.2.1	<i>Prüfstand</i>	21
4.2.2	<i>Versuchspumpe</i>	22
4.2.3	<i>Messtechnik</i>	22
4.2.4	<i>Messdatenerfassung</i>	23
4.3	VERSUCHSAUSWERTUNG	24
4.3.1	<i>Kennlinien</i>	24
4.3.2	<i>Laser Doppler Velocimetry</i>	24
4.3.3	<i>Wellenschwingungen</i>	29
4.3.4	<i>Akustische Messungen</i>	30
4.3.5	<i>NPSH_{3%} Bestimmung</i>	33
4.3.6	<i>NPSH_i Bestimmung</i>	33
4.4	FEHLERBETRACHTUNG	34
4.4.1	<i>Konventionelle Messtechnik</i>	34
4.4.2	<i>LDV Messtechnik</i>	35
5	EXPERIMENTELLE ERGEBNISSE	37
5.1	ERGEBNISSE DER LDV MESSUNGEN.....	37
5.1.1	<i>Volumenintegration</i>	38
5.1.2	<i>Unabhängigkeit vom Betriebspunkt</i>	38
5.1.3	<i>Referenzmessung: Gerade Leitung</i>	40

5.1.4	<i>Axialkomponente der Geschwindigkeit: Störungsvariante „S“</i>	41
5.1.5	<i>Umfangskomponente der Geschwindigkeit: Störungsvariante „S“</i>	42
5.1.6	<i>Axialkomponente der Geschwindigkeit: Störungsvariante „K“</i>	43
5.1.7	<i>Umfangskomponente der Geschwindigkeit: Störungsvariante „K“</i>	44
5.1.8	<i>Analyse der LDV-Messergebnisse</i>	45
5.2	KENNLINIEN	48
5.3	KAVITATIONSEIGENSCHAFTEN	51
5.4	KAVITATIONSAGGRESSIVITÄT	51
5.5	WELLENSCHWINGUNGEN	54
5.5.1	<i>Ergänzende Messungen</i>	55
5.6	STANDARDABWEICHUNGEN DER MESSGRÖßEN	57
5.7	FEHLERBERECHNUNG	58
6	NUMERISCHE BERECHNUNGEN	59
6.1	GRUNDLAGEN DER CFD	59
6.1.1	<i>Grundgleichungen der Strömungsmechanik</i>	60
6.1.2	<i>Turbulenzmodellierung</i>	61
6.1.3	<i>Ansätze für rotierende Bauteile</i>	66
6.1.4	<i>Fehler bei CFD Berechnungen</i>	67
6.2	VERNETZUNG DER GEOMETRIEN	69
6.3	EINSTELLUNGEN BEI DEN RECHNUNGEN	72
6.4	BERECHNUNG DER STÖRUNGEN	74
6.4.1	<i>Stationäre Berechnungen der Klappe</i>	74
6.4.2	<i>Stationäre Berechnungen des Krümmers</i>	77
6.4.3	<i>Stationäre Berechnungen der Störungsvariante „S“</i>	80
6.4.4	<i>Stationäre Berechnungen der Störungsvariante „K“</i>	85
6.4.5	<i>Instationäre Berechnungen der Störungen</i>	89
6.5	ERGEBNISSE FÜR DIE PUMPE	92
6.5.1	<i>Stationäre Berechnungen für die Pumpe mit LDV Messungen</i>	93
6.5.2	<i>Instationäre Berechnungen für die Pumpe mit LDV Messungen</i>	97
6.5.3	<i>Stationäre Berechnungen für die Pumpe mit Störungen</i>	100
6.5.4	<i>Instationäre Berechnungen an der Pumpe mit Gesamtmodell</i>	105
7	ERGEBNISANALYSE	109
8	ZUSAMMENFASSUNG	112
8.1	AUSBLICK	114
9	LITERATURVERZEICHNIS	115
10	ANHÄNGE	118

Nomenklatur

Abkürzungen

Abb.	Abbildung
BEP	Best efficiency point / Bestpunkt
CAD	Computer-aided design / computerunterstützter Entwurf
CFD	Computational Fluid Dynamics
DNS	Direkte Numerische Simulation
DVGW	Deutsche Vereinigung des Gas- und Wasserfaches e.V.
FR	frozen rotor
FVM	Finite-Volumen-Methode
GE	gerade Leitung
LES	Large Eddy Simulation
MID	magnetisch induktives Durchfluss-Messgerät
MP	mixing plane
PTB	Physikalisch-Technische Bundesanstalt
RANS	Reynold Average Navier Stokes
Re	Reynoldzahl
rke	Realizable k- ϵ Turbulenzmodell
rng	Renormalized Turbulenzmodell
rsm	Reynolds Stress Turbulenzmodell
ske	Standard k- ϵ Turbulenzmodell
sst	Shear-Stress Transport k- ω Turbulenzmodell
swt	Standard k- ω -Turbulenzmodell
TFA	Fachgebiet Turbomaschinen und Fluidantriebstechnik

Lateinische Buchstaben

A	[m ²]	Fläche
c	[m/s]	Absolutgeschwindigkeit
c _m	[m/s]	mittlere Durchflussgeschwindigkeit
D	[m]	Rohrdurchmesser
DN	[m]	nominaler Durchmesser

H	[m]	Förderhöhe
k	[m ² /s ²]	spez. kinetische Energie
L	[m]	Länge
M	[Nm]	Moment
n	[1/min]	Drehzahl
n _s	[1/min]	spezifische Drehzahl
P	[kg m ² /s ³]	Leistung
p	[Pa]	Druck
p _D	[Pa]	Dampfdruck
p _{tot}	[Pa]	Totaldruck
$q = \frac{\dot{V}}{\dot{V}_{\text{OPT}}}$	[-]	Fördergrad
R	[m]	Radius
t	[s]	Zeit
T	[°K]	Temperatur
u _i	[m/s]	Geschwindigkeitskomponente
\dot{V}	[m ³ /s]	Volumenstrom

Griechische Buchstaben

δ _{ij}	[-]	Kronecker Delta
Δ	[-]	Differenz
η	[-]	Gesamtwirkungsgrad
λ	[nm]	Lichtwellenlänge
μ	[Pa s]	Viskosität
ν	[m ² /s]	kinematische Viskosität
ρ	[kg/m ³]	Dichte des Fluids
σ	[-]	Standardabweichung
σ _i	[-]	Kavitationszahl für Kavitationsbeginn
τ	[N/m ²]	Schubspannung

Indizes

A	Austritt / Druckstutzen
ax	Axialkomponente
E	Eintritt / Saugstutzen
GE	Referenzfall gerade Leitung
K	Klappe in der Krümmerebene eingebaut
m	Meridiankomponente
opt	Bestpunkt
S	Klappe senkrecht zur Krümmerebene eingebaut
u	Umfangskomponente
Sch	Schaufel
LaR	Lauftrad

1 Einleitung

Ein Großteil industrieller Anlagen in der Wasserversorgung, Abwassertechnik, Verfahrenstechnik, Kraftwerkstechnik oder Chemietechnik dient dem Transport von Flüssigkeiten. Pumpen unterschiedlicher Bauart bilden dabei das Kernstück solcher Anlagen, wobei die Kreiselpumpe durch ihre Verwendung in ca. 80 % aller Anlagen der am häufigsten verwendete Pumpentyp ist. Neben der Eignung für das geförderte Fluid erfolgt die Auswahl der eingesetzten Pumpen anhand der Pumpenkennlinien, welche Aufschluss über die Druckerhöhung, das Kavitationsverhalten und den Wirkungsgrad in Abhängigkeit des Volumenstroms geben. Durch wachsende Konkurrenz und steigende Energiepreise steht neben der Erfüllung der reinen Förderaufgabe aber auch zunehmend die Reduzierung der Installations- und Betriebskosten im Vordergrund. Bezogen auf das Pumpenaggregat erfordert dies den Einsatz von Pumpen mit hohem Wirkungsgrad und geringen Wartungskosten. Die Mehrkosten für ein solches, meist teureres Aggregat werden durch die höhere Effizienz schnell kompensiert. Um im Wartungsfall lange Standzeiten der Anlage zu vermeiden empfiehlt sich die Montage der Pumpe an so genannten schadensfreundlichen Operationspunkten. Die Auswahl der Rohrleitungsquerschnitte, Rohrleitungsführung, Fittings und Armaturen sollte dabei den effizienten Betrieb des Pumpenaggregats unterstützen.

Begrenzter Bauraum, Materialkosteneinsparungen oder die Nutzung vorhandener Anlagenteile verhindern in der Realität oftmals einen solchen optimalen Aufbau der Anlage. Kommt es daraus resultierend zu einer gestörten Zuströmung der Pumpe, kann sich die Kavitations- und Schwingungsneigung der Pumpe erhöhen. Die Zuverlässigkeit der gesamten Anlage sinkt und die Kosten für Reparaturen steigen.

Im Rahmen dieser Arbeit wurde der Einfluss einer gestörten Zuströmung auf das Betriebsverhalten von Kreiselpumpen systematisch untersucht. Die gestörte Zuströmung resultiert dabei aus einer in der Praxis häufig installierten Kombination bestehend aus Krümmer und Absperrklappe in der Eintrittsleitung der Pumpe. Neben den experimentellen Untersuchungen sollen numerische Strömungssimulationen weitere Aufschlüsse über den Einfluss einer solchen gestörten Zuströmung auf das Betriebsverhalten von Kreiselpumpen geben.

1.1 Problemstellung

Eine Pumpe wird durch eine Reihe von Betriebsdaten, wie Förderhöhe, Leistungsaufnahme, Wirkungsgrad, Schwingungen, Geräuschpegel, usw. in Form von Kennfeldern charakterisiert. Diese Kenngrößen, sowie die im Zusammenhang mit Kavitation zulässigen Betriebsgrenzen, werden vom Pumpenhersteller auf eigenen Prüffeldern unter idealen Einbaubedingungen der Pumpe ermittelt. Durch eine ausreichend lange gerade Saugleitung wird sichergestellt, dass eine strömungsgünstige, d.h. gleichförmige, rotationssymmetrische und drallfreie Zuströmung vorliegt.

In der Praxis ist dies aus verschiedenen Gründen jedoch oft nicht möglich. So werden im Bereich der Saugleitung unmittelbar vor der Pumpe Rohrkrümmer, Querschnittsübergänge und Armaturen vorgesehen oder die Zuleitung zweigt kurz vor der Pumpe von einer Sammelleitung ab. Diese Einbaubedingungen führen zu einer ungleichförmigen Geschwindigkeits- und Druckverteilung, teilweise auch zu einer wirbel- und/oder drallbehafteten Strömung im Eintrittsstutzen der Pumpe.

Je nach Pumpenbauart (n-flutig, n-stufig) und Laufradform, gekennzeichnet durch die spezifische Drehzahl, kann die Störung der Zuströmung zu mehr oder weniger stark ausgeprägten Abweichungen vom optimalen Betriebsverhaltens der Pumpe führen. Insbesondere wirkt sich eine solche Störung nachteilig auf das Auftreten, Ausmaß und die Auswirkungen von Kavitation in der Pumpe aus.

Um nach einer solchen Störung wieder eine ausgeglichene drallfreie Strömung zu erhalten ist eine ausreichend lange gerade Einlaufstrecke vor der Pumpe notwendig. Wie lang diese gerade Einlaufstrecke sein muss, hängt von den Eigenschaften der Strömung (z.B. laminar/turbulent, bzw. Re-Zahl) wie auch von der Art der Störung ab. In Prüffeldern ist es üblich, eine Mindestlänge von 15 bis 20 Durchmessern einzuhalten, um eine ungestörte Zuströmung zu garantieren. Der dafür erforderliche Bauraum steht in der Praxis oft nicht zur Verfügung.

Oft ist auch ein kavitationsfreier Betrieb durch die Einbaubedingungen und deren Störungen in der Saugleitung negativ beeinflusst. Wegen einer veränderten Anströmung des Laufrades, einerseits wegen unsymmetrischer Axialgeschwindigkeitsverteilung, andererseits wegen einem sonst nicht vorhandenen Drall bilden sich Bereiche, in denen der statische Druck unterhalb des Dampfdruckes liegt und Kavitation auftritt, dies aber bei einer ungestörten Zuströmung nicht der Fall wäre.

Die auftretenden Varianten von Störung und Pumpengröße bzw. Art sind doch sehr vielfältig und, obwohl schon einige Untersuchungen des Einflusses gestörter Zuströmungen an verschiedenen Pumpen durchgeführt worden sind [16] [28] [38], ist es kaum möglich alle Kombinationen experimentell zu untersuchen. Die Anwendung der numerischen Strömungsberechnung (CFD) eröffnet in diesem Hinblick große Möglichkeiten. In relativ kurzer Zeit und i.d.R. kostengünstiger als durch experimentelle Untersuchungen können die Einflüsse verschiedenster Störungen auf das Verhalten einer Pumpe analysiert werden. Hierfür muss das komplette System „Zuströmung-Pumpe“ modelliert werden um mögliche Rückwirkungen zu berücksichtigen und die Einflüsse im Detail bestimmen zu können. Zur Validierung der numerischen Rechnungen dienen in der Regel experimentelle Daten, die häufig leider nicht zur Verfügung stehen.

1.2 Zielsetzung und Vorgehensweise

Hauptziel dieser Arbeit ist es die Einflüsse gestörter Zuströmungen auf das Betriebs- und Kavitationsverhalten von Pumpen zu analysieren, um daraus resultierend Richtlinien und Empfehlungen für die Rohrleitungsführung unmittelbar stromauf der Pumpe zu formulieren. Bei Berücksichtigung dieser Empfehlungen kann sichergestellt werden, dass das Betriebsverhalten der installierten Pumpen dem auf dem Prüffeld gemessenen Betriebsverhalten entspricht und so Kavitations- und/oder Lagerschäden vermieden werden.

Ein weiteres Ziel dieser Arbeit ist es Möglichkeiten und Grenzen von CFD Rechnungen zur Untersuchung verschiedener Störungseinflüsse auf das Pumpenverhalten zu analysieren.

Im Rahmen dieser Arbeit werden systematische experimentelle und theoretische Untersuchungen zum Einfluss der Einbaubedingungen einer Pumpe durchgeführt, welche dazu beitragen sollen die physikalischen Zusammenhänge typischer Merkmale der gestörten Zuströmung und deren Auswirkungen auf das Betriebs- und Kavitationsverhalten von Kreiselpumpen zu verstehen. Dieses Verständnis soll in der Planungsphase einer neuen Anlage helfen den Einfluss des Anlagenbereichs pumpeneintrittsseitig bezüglich des Betriebsverhaltens der Pumpe richtig einzuschätzen. Im Fall schon bestehender Anlagen kann es helfen ein mögliches Fehlverhalten der Pumpe abzuschätzen.

Zum Erreichen der erwähnten Ziele wurden ausführliche Untersuchungen an einer halbaxialen Spiralgehäusepumpe sowohl experimentell als auch numerisch durchgeführt. Die Störung der Zuströmung resultiert dabei aus einer in Wasserversorgungsanlagen typischen Kombination aus Krümmer und Klappe.

In Kapitel 2 werden einige für diese Arbeit benötigte theoretische Grundlagen vorgestellt. Die Beschreibung der Eigenschaften der verschiedenen Varianten der untersuchten Zulaufstörungen werden in Kapitel 3 vorgestellt. Zu den experimentell ermittelten Kenngrößen, deren Bestimmung und Auswertung ausführlich in Kapitel 4 beschrieben ist, zählen Fördergrad, Leistung und Wirkungsgrad sowie die $NPSH_i$ - und $NPSH_{3\%}$ -Werte, Wellenschwingungen und die Geschwindigkeitsprofile direkt vor der Pumpe. Diese Untersuchungen werden auch zur Validierung der numerischen Simulationen, die in Kapitel 6 aufgeführt sind, verwendet. Die numerischen Untersuchungen werden mit der CFD Software FLUENT durchgeführt. Dazu werden die Zulaufstörungen (Krümmer, Klappe) und die halbaxiale Kreiselpumpe gerechnet und sowohl die Auswirkung der Störung auf die Kennlinien als auch auf die Druckverteilung der Pumpe analysiert. Dabei liegt das Hauptaugenmerk auf dem Vergleich der Geschwindigkeitsprofile am Eintritt und der Kennlinien der Pumpe. Außerdem werden die in Kapitel 2 beschriebenen integralen Kenngrößen der Zuströmung verglichen und die Abhängigkeit der Einflüsse der Betriebsdaten auf diese Kenngrößen in Kapitel 7 untersucht. Es folgt das letzte Kapitel 8 mit einer Zusammenfassung der Arbeit und einem kurzen Ausblick.

1.3 Stand der Forschung

Es ist bekannt, dass die Zuströmung einer Pumpe möglichst ungestört sein soll. Jedoch existieren keine allgemein gültigen Kenntnisse über den Zusammenhang zwischen der Art der Störung, Eigenschaften der Pumpe und dem resultierenden Einfluss. Um solche Kenntnisse bereitzustellen ist es wichtig, die Ergebnisse anderer Untersuchungen zu dieser Fragestellung zu kennen und auszuwerten, um so möglichst viele Aspekte einzubeziehen. Hierbei werden Arbeiten berücksichtigt, die die Einflüsse verschiedener Störungen auf das Betriebsverhalten bestimmter Pumpen untersuchen, und solche, die sich mit der Anwendung von CFD auf diesem Gebiet beschäftigen.

Über die Wechselwirkung zwischen der gestörten Strömung nach Krümmern und einer Pumpe selbst oder deren Betriebsverhalten existieren mehrere Veröffentlichungen. Die Untersuchungen von Murakami [23][24] behandeln die Strömung nach einem kreisförmigen Krümmer vor einer Kreiselpumpe im Teillastbetrieb (Rückströmung aus dem Laufrad wird berücksichtigt) und vergleichen sie mit dem Fall einer ungestörten Zuströmung. Dabei stellte er fest, dass die Rückströmung aus dem Laufrad einen 90°-Krümmer, nicht aber einen 45°-Krümmer durchdringen kann. In einer ausführlichen Arbeit von Siekmann und Radke [37] wurden ungleichmäßige Zuströmungsprofile erzeugt und deren Einfluss sowohl auf den Pumpenbetrieb (Förderhöhe, Wirkungsgrad, Leistung und Kavitationsanfang) als auch auf die auftretenden Axialkräfte und Schwingungen einer halbaxialen schnellläufigen Kreiselpumpe ($n_s = 100 \text{ min}^{-1}$) untersucht. Dabei zeigte sich, dass alle Einbaustörungen, ausgenommen der Fall des konzentrischen Dralls, gering die Förderhöhe reduzieren. Bei Gegendrall erhöhte sich die Förderhöhe, bei Gleichdrall erniedrigte sie sich. Das gleiche gilt für die Leistung, wobei der konzentrische Gegendrall und die exzentrische axiale Geschwindigkeitsdelle eine erhöhte Leistungsaufnahme ergeben. Mit exzentrischem Drall ergibt sich eine Reduzierung der Leistungsaufnahme. Alle Eingangsstörungen wirken sich negativ auf den Wirkungsgrad aus. Der Einfluss nimmt zu, je größer die Abweichungen der Meridiankomponente c_m zum volumetrischen Mittelwert \bar{c} sind (Stoßverluste) und je gleichmäßiger die Umfangskomponente über den Querschnitt verteilt ist (Gleich- und Gegendrallregelung). Einlaufstörungen wirken sich, außer bei konzentrischem Gleichdrall, immer negativ auf das Kavitationsverhalten der Pumpe aus. Gegendrall, Krümmer und exzentrische axiale Geschwindigkeitsdellen zeigten den größten negativen Einfluss auf das Kavitationsverhaltens. Es können bei erheblicher Zunahme der dynamischen Belastung im Mittel mehr als 50 % höhere Axialkräfte auftreten, verglichen mit dem Bestpunkt der ungestörten Zuströmung. Die maximalen Amplituden der Wellenschwingungen waren Indiz der gestörten Zuströmung. Bei exzentrischem Wirbel und starken Axialgeschwindigkeitsabweichungen traten in Überlast große Druckschwankungen auf. Die Wirkung zeigte sich vor allem auf der Pumpensaugseite in Form von Druckschwankungen mit der Schaufelfrequenz.

Eine komplette Analyse der Auswirkungen von ein- und zweiseitigen symmetrischen und unsymmetrischen Einströmungen bei kleinen Kreiselpumpen einfacher Geometrie wurde von Jäger [16] geleistet. Dazu wurden fünf halboffene und drei geschlossene Laufräder mit den spezifischen Drehzahlen 20, 40 und 60 min^{-1} untersucht. Die größten Auswirkungen zeigten sich bei einseitiger Zuströmung. Dabei ist eine deutliche Einbuße in Förderhöhe und im Wirkungsgrad zu sehen, die mit steigender spezifischer Drehzahl der Laufräder zunimmt

Hierbei ist anzumerken, dass die Zuströmung nicht durch einen Krümmer mit rundem Querschnitt erfolgte, sondern über eine viereckige Öffnung, was natürlich auch größere Auswirkungen zur Folge hatte. Bei diesen Untersuchungen wurden die Geschwindigkeitsprofile am Eintritt der Pumpe mittels Laser Doppler Velocimetry gemessen. Die Ergebnisse zeigen für Fördergrade größer 0.75 ein vom Volumenstrom unabhängiges Geschwindigkeitsprofil am Eintritt. Die $NPSH_i$ -Kennlinien ergaben für die gerade Zuströmung niedrige und somit die besseren Werte und höhere Werte bei einseitiger Zuströmung. In Betriebsbereichen ohne Rezirkulationsphänomen war diese Erhöhung (ca. 25 – 30%) des $NPSH_i$ -Wertes am deutlichsten zu beobachten.

Die Anwendung der numerischen Simulation zur Untersuchung strömungstechnischer Probleme ist mittlerweile nicht nur in der Forschung, sondern auch in der Industrie weit verbreitet. Die gewaltige Entwicklung der Computertechnologie in den letzten 30 Jahren und die Verbesserung der Berechnungsverfahren ermöglichen aussagekräftige numerische Ergebnisse für eine Vielzahl technischer Strömungen. Ein Großteil technischer Strömungen, auch die im Rahmen dieser Arbeit untersuchten, ist turbulent. Für deren Turbulenzmodellierung werden hauptsächlich die Reynolds Average Navier-Stokes (RANS) Verfahren eingesetzt, da diese einen guten Kompromiss zwischen Genauigkeit und Zeitaufwand darstellen. Durch eine Vielzahl unterschiedlicher Codes und Einstellmöglichkeiten in der numerischen Strömungssimulation sind die Arbeiten, die sich mit der Durchströmung und Umströmung von Bauteilen beschäftigen, sehr umfangreich und verschieden. Folgend wird eine Auswahl von Veröffentlichungen aufgeführt, die sich mit der Strömungssimulation gekrümmter Rohre oder Kanäle befassen.

Stationäre Berechnungen zur Ermittlung von Geschwindigkeits- und Druckfeldern von durchströmten Krümmern am Beispiel eines Einlaufkrümmers untersuchte Ginter [12]. Eine numerische Studie von Strömungen in gekrümmten Rohren eines Pelton-Turbinen-Distributors ist von Guilbaud [14] durchgeführt worden. In jüngerer Zeit hat das Interesse an den Einflüssen einer gestörten Strömung auf die Durchflussmessung vor allem in der Gasindustrie zugenommen. So findet man Arbeiten von Dopheide [8], wo eine detaillierte Analyse der Schwierigkeiten der CFD-Rechnung für eine bestimmte Einbaustörung in Form zweier Raumkrümmen dargestellt wird. Sanchez Silva [32] studierte, sowohl numerisch als auch experimentell, die Abhängigkeit der Druckdifferenz zwischen Innen- und Außenseite eines Krümmers. Morrison und Tung [21][22] berechneten die Geschwindigkeitsprofile und Drücke zweier Krümmen mit variablem Zwischenstück in S-Anordnung, sowohl in einer gemeinsamen Ebene als auch räumlich angeordnet.

Seit Anfang der 90er Jahre wird CFD auch verstärkt für Untersuchungen an Turbomaschinen eingesetzt. Anfangs mit dem Ziel die dreidimensionale Strömung im Laufrad vorherzusagen, später zur Wirkungsgradabschätzung und zur Geometrieoptimierung bis zu den heutigen Versuchen die Auslegung von Turbomaschinen mit dieser Methode durchzuführen. Auch für die Berechnung der komplexen dreidimensionalen Laufraddurchströmung ist die Anwendung der RANS Stand der Technik. Häufig wird um die Rechenzeit zu verkürzen nur ein Bauteil der Maschine modelliert und berechnet (Ritzinger [30], Schenkel [34]). Probleme bereitet dabei häufig die Wahl der Randbedingungen, was in einigen Fällen zu Konvergenzproblemen führen kann. Eine Lösung bietet die gekoppelte Berechnung, die eine Berücksichtigung der Wechselwirkung zwischen stationären und rotierenden Bauteilen einer Turbomaschine ermöglicht. Die grundsätzliche Fragestellung hierbei ist die numerische

Modellierung der Relativbewegung zwischen den verschiedenen Bezugssystemen, z.B. von Zulauf und Laufrad oder Laufrad und Leiteinrichtung. Viele Autoren verwenden hierfür quasi-stationäre Ansätze der direkten Kopplung, z.B., „Frozen rotor“ (FR) und „mixing plane“ (MP). Sie bieten einen erheblichen Zeitvorteil gegenüber einer echten instationären Berechnung. In manchen Fällen, vor allem, wenn Wechselwirkungen zwischen rotierenden und stationären Komponenten einen großen Einfluss auf die Strömungseigenschaften der Maschine haben, reicht aber eine stationäre Betrachtungsweise nicht. Ein instationärer Ansatz ermöglicht hier eine realistische Untersuchung zeitabhängiger Strömungsphänomene.

Arbeiten, die sich mit stationären Näherungslösungen für rotierende Bezugssysteme in Kreiselpumpen beschäftigen sind z.B. die quasi-stationäre 3D Simulation einer Kreiselpumpe von Asuaje [2], wobei er für neun Positionen die Ergebnisse von Druck und Geschwindigkeit mit experimentellen Daten vergleicht. Die Arbeit von Sedlar [36] zeigt die stationäre 3D Rechnung verschiedener Stufenbauarten einer radialen mehrstufigen Pumpe. Die direkte Kopplung (FR) hat sich bei den radialen Turbomaschine als vorteilhaft gezeigt und die Stufenmittlung (MP) bei den axialen.

Ein noch nicht zufrieden stellendes Gebiet der Modellierung von komplexen Laufraddurchströmungen sind die Methoden zur Turbulenzbeschreibung. Ein Überblick über die Validierung von Turbulenzmodellen in Turbomaschinen wurde von Casey [5] zusammengefasst. Ein Beitrag zur Validierung der CFD in Turbomaschinen wurde von Gugau [13] vorgestellt. Er zeigt eine gründliche Untersuchung des Einflusses der Turbulenzmodellierung und der Kopplung relativ zueinander bewegter Bauteile. Anwendung finden diese Ansätze in der Arbeit von Tamm [44], der einen Vergleich der numerischen, theoretischen und experimentellen Bestimmung des Wirkungsgrads einer Kreiselpumpe durchführt, und in der Arbeit von Ruprecht [31], welche sich mit instationären Simulationen an verschiedenen hydraulischen Maschinen beschäftigt.

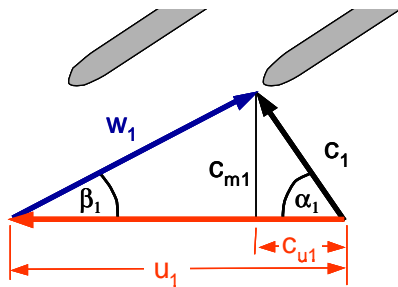
Zum Thema Zulaufstörungen und deren Auswirkungen auf das Betriebsverhalten von Kreiselpumpen sind der Autorin keine Arbeiten bekannt, die sich mit der numerischen Simulation dieser Problemstellung beschäftigen.

2 Theoretische Grundlagen

Dass Störungen in der Zuströmung von Pumpen einen Einfluss auf das Betriebsverhalten der Maschine haben, ist bekannt und, wie im vorherigen Kapitel gezeigt, für einige Fälle experimentell bestätigt. In diesem Kapitel wird auf die theoretischen Grundlagen eingegangen, die nötig sind, um die Einflüsse der untersuchten Strömung auf das Verhalten der Turbomaschine zu analysieren.

2.1 Laufradanströmung

Um bei einem Pumpenlaufrad die auf die Flüssigkeit übertragene Leistung bestimmen zu können, muss man sich zunächst einen Überblick über die Strömungsgeschwindigkeiten am Laufradeintritt und -austritt verschaffen. Grundsätzlich sind bei der Durchströmung eines Laufrades drei Geschwindigkeiten von Bedeutung, die Umfangsgeschwindigkeit des Laufrades u , die Relativgeschwindigkeit des Fluids zum Laufrad w und die resultierende Absolutgeschwindigkeit c , die die Bewegung des Fluids in Bezug auf das stillstehende System beschreibt und sich aus der vektoriellen Summe der beiden vorigen ergibt (Gl. 2.1). Die Komponente c_m (Meridiangeschwindigkeit) ist der Geschwindigkeitsanteil, der den Volumenstrom ergibt.



$$\vec{c} = \vec{w} + \vec{u} \quad (2.1)$$

Abbildung 2.1: Geschwindigkeitsdreieck.

Einen besonderen Stellenwert bezüglich des vom Laufrad übertragenen Drehmomentes hat die Umfangskomponente der Absolutgeschwindigkeit c_u wie anhand der Euler'schen Hauptgleichung für Turbomaschinen, die die von den Schaufeln auf das Fluid übertragene Leistung beschreibt, (Gl. 2.2) zu erkennen ist.

$$P_{Sch} = \dot{m}_{LaR} (u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1}) \quad (2.2)$$

Die Indizes 1 und 2 deuten auf die Schaufeleintritts-, bzw. Schaufelaustrittsebenen. Je größer die Geschwindigkeitskomponente c_{u1} , desto geringer ist das Drehmoment und damit die übertragende Leistung. Bei der Auslegung der Laufräder wird im Allgemeinen eine drallfreie Zuströmung ($\alpha_1 = 90^\circ$) berücksichtigt, für die c_{u1} verschwindet. Aus Gl. 2.2 ist zu erkennen, dass ein Mitdrall das Schaufelmoment verringert und eine Gegendrall es erhöht, doch in beiden Fällen entstehen wegen einer falschen Anströmung der Eintrittsschaufelkante höhere Verluste.

In dieser Arbeit fokussiert sich die Untersuchung auf die Eigenschaften der Zuströmung, daher wird nicht auf den ersten Term der Euler Gleichung (Austrittsbedingung) eingegangen sondernd auf das Geschwindigkeitsdreieck am Eintritt. Zwischen den Vektoren der Absolut- bzw. Relativgeschwindigkeit und dem Vektor der Umfangsgeschwindigkeit entstehen

Winkel, die die Eigenschaften der Anströmung definieren. Der Winkel α gibt Aufschluss über den Drall der Strömung. Ist $\alpha < 90^\circ$, ist die Richtung der c_{u1} Komponente gleich der der Umfangsgeschwindigkeit, d.h. es existiert ein Mitdrall. Ist dagegen c_{u1} gegengerichtet zur Umfangsgeschwindigkeit, ist ein Gegendrall vorhanden.

Der Winkel β zwischen dem Vektor der Relativgeschwindigkeit und dem Vektor der Umfangsgeschwindigkeit gibt Aufschluss über die Strömungsrichtung des Fluids relativ zum bewegten Laufrad. Der Betrag des Winkels β_1 , d.h. die Art, wie ein Laufrad angeströmt wird, hängt bei konstanter Drehzahl vom Volumenstrom (\dot{V}) ab. Eine optimale Anströmung der Laufradschaufel wird bei dem Volumenstrom erreicht, bei dem die Strömung stoßfrei (Strömungswinkel \approx Schaufelwinkel) auf die Schaufelkante zuströmen kann. Dabei ist zu beachten, dass infolge der Versperrung der optimale Schaufelwinkel etwas größer als der Strömungswinkel ist. Herrscht ein geringerer bzw. ein höherer Volumenstrom als der stoßfreie Volumenstrom, so wird die Schaufelkante entweder zu flach oder zu steil angeströmt und die Entstehung von Ablösungen und/oder Kavitation innerhalb des Laufradkanals begünstigt. Bei einigen Pumpen wird der äußere Anstellwinkel der Schaufel bewusst für niedrigere Volumenströme ausgelegt um eine bessere Kavitationsvorbeugung in diesen Betriebsbereich zu erzielen. Die optimale Anströmung eines Laufrades ist in Abbildung 2.2 in der ersten Zeile zu sehen. Die vorher erwähnten Möglichkeiten einer gestörten Strömung werden anhand von Skizzen in den weiteren Spalten gezeigt. Die gestrichelte Linie markiert den Eintrittswinkel der Schaufel β_s .

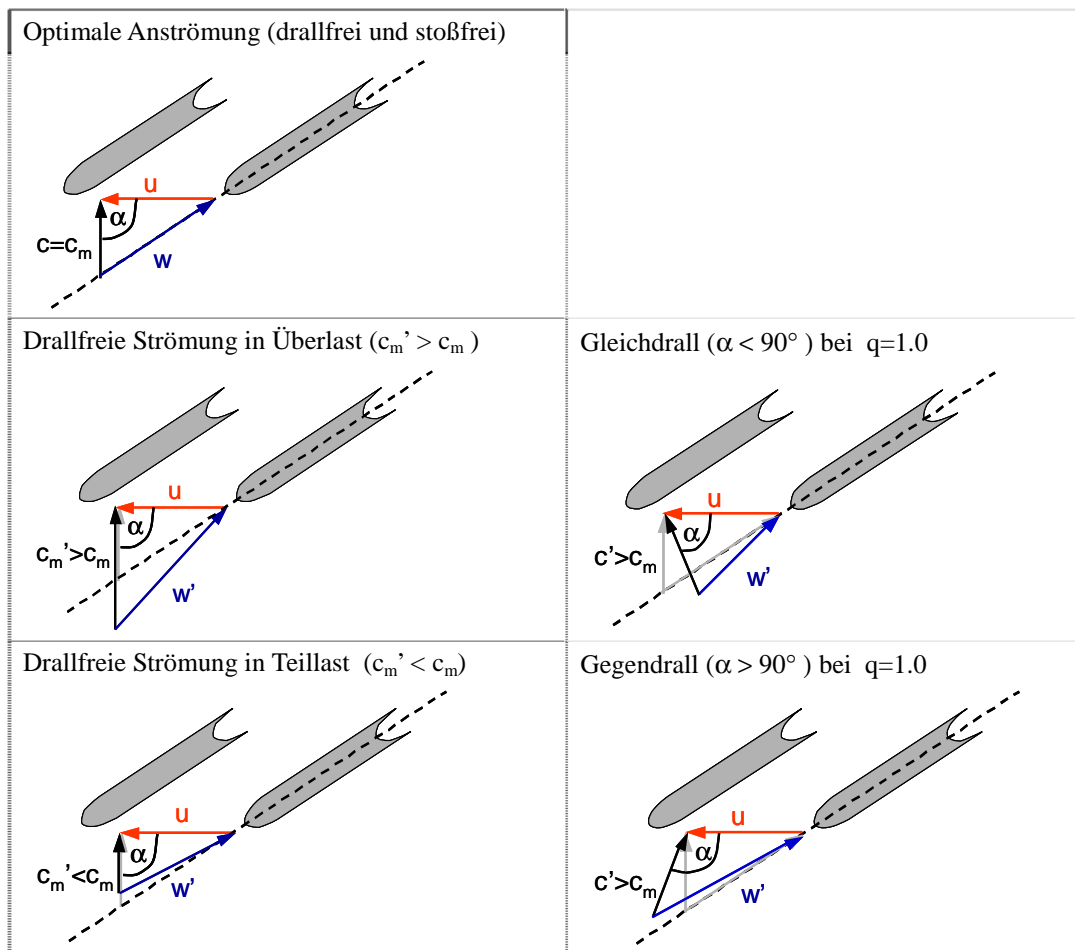


Abbildung 2.2: Anströmung der Laufradschaufeln.

2.2 Kennlinien der Pumpe

Wichtige Informationen über das Verhalten einer Pumpe liefern deren charakteristische Kennlinien wie Förderhöhe, Leistung und Wirkungsgrad über dem geförderten Volumenstrom. Um die Kennlinien bestimmen zu können, bedarf es gewisser Daten, die man entweder durch Messungen am Prüfstand oder durch Ergebnisse einer CFD- Simulation erhält.

Für die Berechnung der **Förderhöhe** (Gl. 2.3) wird die Totaldruckdifferenz mit ihrem statischen und dynamischen Anteil zwischen Saugstutzen (E) und Druckstutzen (A) der Pumpe benötigt. Für die Berechnung der Förderhöhe anhand der Messergebnisse entfällt der Anteil der geodätischen Höhe, da ein Differenzdruckaufnehmer ($p_A - p_E$) eingesetzt wird. Die Druckbohrungen sind entsprechend ISO 9906 in einem Abstand von zwei Rohrdurchmessern zum Eintritt (2 DN) angeordnet. Bei den numerischen Rechnungen ist die geodätische Höhe als Konstante eingegeben, da sie im Code nicht in den Totaldruck einbezogen ist. Die Dichte ρ wird bei den Messungen aus der Wassertemperatur errechnet, bei den numerischen Betrachtungen wird eine konstante Dichte angenommen (998.2 kg/m^3).

$$H = \frac{p_A - p_E}{\rho \cdot g} + \frac{c_{mA}^2 - c_{mE}^2}{2 \cdot g} \quad (2.3)$$

Die Meridiangeschwindigkeiten c_{mA} und c_{mE} können durch Anwendung verschiedener Ansätze errechnet werden. Bei experimentellen Untersuchungen an Pumpenprüffeldern wird normalerweise die Volumenstromgleichung (Gl. 2.4) benutzt, da der Volumenstrom \dot{V} gemessen wird und die Durchmesser D am Eintritt und Austritt der Pumpe bekannt sind.

$$c_m = \frac{\dot{V}}{A} = \frac{4 \cdot \dot{V}}{\pi \cdot D^2} \quad (2.4)$$

Stehen die lokalen Axialgeschwindigkeiten c_m^* über den gesamten Querschnitt zur Verfügung, wie z.B. bei den LDV Messungen oder den numerischen Berechnungen, wird der Volumenstrom \dot{V} aus Gl. 2.4 mit Hilfe von Gl. 2.5 berechnet. Außerdem ist es möglich die energetische Betrachtung für die Berechnung der Geschwindigkeiten anzuwenden, da Gl. 2.4 für die Berechnung der Förderhöhe nur für ungestörte turbulente Geschwindigkeitsprofile anwendbar ist. Die energetische Mittelwertbildung der Axialgeschwindigkeit c_{me} ermöglicht die Erhöhung der Energie eines gestörten Strömungsprofils bei der Zuströmung einer Pumpe zu berücksichtigen und wird nach Gl. 2.6 berechnet.

$$\dot{V} = \sum_{k=1}^n c_{mk}^* \cdot A_k \quad (2.5)$$

$$c_{me} = \sqrt{\frac{\sum_{k=1}^n c_{mk}^{*3} \cdot A_k}{\sum_{k=1}^n c_{mk}^* \cdot A_k}} \quad (2.6)$$

Dabei sind A_k die verwendeten Flächenelemente und c_{mk} die dazugehörigen Geschwindigkeiten.

Der Fördergrad q wird vielfach für die Darstellung von Kennlinien benutzt und ist als Quotient zwischen dem tatsächlich von der Pumpe geförderten nutzbaren Volumenstrom und dem geförderten Volumenstrom im Bestpunkt der Maschine definiert. (Gl. 2.7)

$$q = \frac{\dot{V}}{\dot{V}_{\text{opt}}} \quad (2.7)$$

Die Drücke in Gl. 2.3 werden bei den experimentellen Untersuchungen an der Wand nach Norm ISO 9906 [9] erfasst. Diese Methode ist nur für drallfreie Strömungen fehlerfrei anwendbar, da der statische Druck im Querschnitt bei Anwesenheit eines Dralls sich nach der radialen Druckgleichung verteilt (siehe Kapitel 2.7 Gl. 2.22). Abbildung 2.3 zeigt eine entsprechende numerische Untersuchung der statischen Druckverteilung über dem Messquerschnitt entlang zweier Diagonalen. Die Druckwerte wurden auf den in der Ebene berechneten Mittelwert des statischen Drucks bezogen. Der gemittelte Druck der vier Messpositionen ist als gestrichelte Linie markiert. Der untersuchte Fall entspricht der maximalen Störung (ungleichmäßigste Drallverteilung und höchste Beträge, $c_u = 1.13 c_m$). Hier liegen die gemessene Druckabweichungen gegenüber dem berechneten Mittelwert bei gerade 0.18 % und sind somit vernachlässigbar. Am Druckstutzen sind die Abweichungen noch geringer.

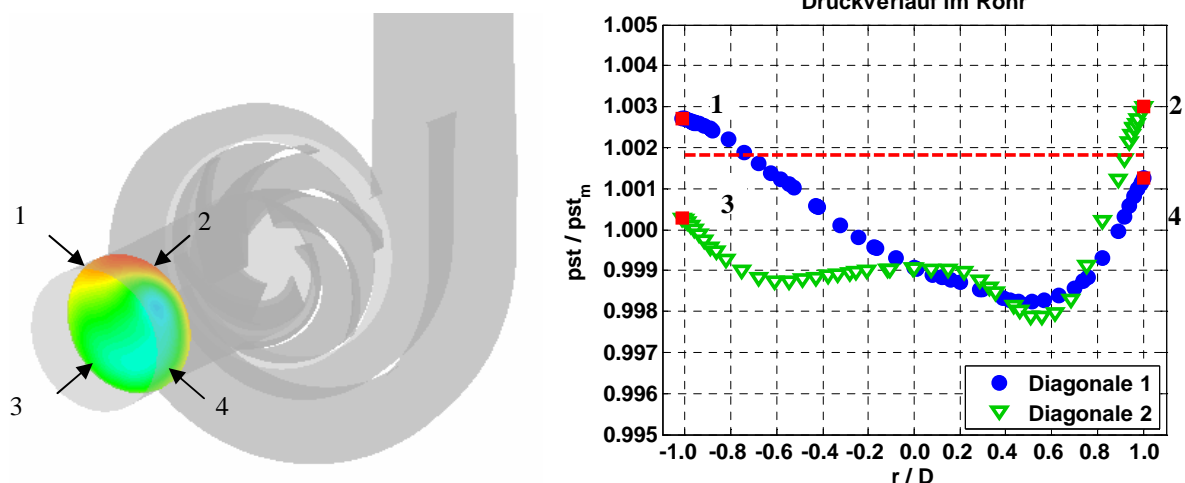


Abbildung 2.3: Druckmessstellen und Druckverlauf an der Eintrittsmessstelle.

Die an die Pumpe übertragene **Leistung** wird nach Gl. 2.8 ermittelt, wobei der wesentliche Unterschied zwischen Messungen und numerischen Rechnungen der Ort der Bestimmung dieser Größe ist. Bei den experimentellen Ermittlungen wird das vom Motor an die Welle übertragende Moment gemessen, somit sind die mechanischen Verluste durch Reibung an Lagern und Dichtungen der Pumpe einbezogen. Bei der numerischen Simulation werden die statischen Drücke auf die Laufradflächen (Schaufeln, Deck- und Tragscheibe) über deren Fläche integriert und das resultierende Moment in Wellenrichtung berechnet. Die Radseitenräume sind bei den numerischen Untersuchungen aufgrund des ohnehin hohen Rechenaufwands nicht modelliert. Das bedeutet, dass das numerisch ermittelte Moment um die weitgehenden gleich bleibenden mechanischen Verluste und um die variable Reibung in den Radseitenräumen kleiner ist.

$$P = M \cdot \omega = M \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{n}{60} \quad (2.8)$$

Die von der Pumpe auf das Fördermedium übertragene Leistung ist die **hydraulische Leistung**, die mittels Gl. 2.9 beschrieben wird. Dabei ist ρ die Dichte des Fluids, g die Erdbeschleunigung, H die nach Gl. 2.3 ermittelte Förderhöhe und \dot{V} der Volumenstrom der Pumpe.

$$P_{\text{hyd}} = \rho \cdot g \cdot \dot{V} \cdot H \quad (2.9)$$

Bei der Messung des Volumenstroms wird der Spaltvolumenstrom nicht mitberücksichtigt, das bedeutet, dass durch das Laufrad ein höherer Volumenstrom strömt, als der von dem Durchflussmeter erfasste. Wie schon vorher erwähnt, werden bei den numerischen Berechnungen die Radseitenräume nicht modelliert. Dabei entsteht ein Unterschied zwischen dem tatsächlichen und dem berechneten Laufradvolumenstrom der eine Verschiebung der CFD-Kennlinien zu Teillast verursacht.

Das Verhältnis zwischen der zur Verfügung stehenden hydraulischen Leistung und der zugeführten Wellenleistung ist der Gesamtwirkungsgrad η .

$$\eta = \frac{P_{\text{hyd}}}{P} \quad (2.10)$$

Der Gesamtwirkungsgrad kann in Teilwirkungsgrade aufgeteilt werden, um den Einfluss der einzelnen Verlustquellen zu analysieren:

- Hydraulischer Wirkungsgrad: beschreibt das Verhältnis der spezifischen zur theoretischen Stutzenarbeit ¹, (η_{hyd}).
- Volumetrischer Wirkungsgrad: berücksichtigt Verluste infolge Leckagevolumenstroms durch den Spalt, (η_{vol}).
- Radseitenreibungswirkungsgrad: berücksichtigt Reibungsverluste der Strömung im Radseitenraum, (η_{RSR}).
- Mechanischer Wirkungsgrad: berücksichtigt Verluste, die durch Reibung in Lagern und Dichtungen erzeugt werden, (η_{mech}).

Der Gesamtwirkungsgrad ergibt sich aus dem Produkt aller Teilwirkungsgrade

$$\eta = \eta_{\text{hyd}} \cdot \eta_{\text{vol}} \cdot \eta_{\text{RSR}} \cdot \eta_{\text{mech}} \quad (2.11)$$

Wegen der Vereinfachungen der numerischen Modellierung durch Wegfall der Radseitenräume, des Spalts und der fehlenden Lager- und Dichtungsreibung wird der Gesamtwirkungsgrad bei den numerischen Betrachtungen wesentlich höher ausfallen als bei den experimentellen Daten. Abschätzungen über die Differenz können nach Stoffel [40] oder Tamm [44] gemacht werden und sind in Kapitel 6.8 diskutiert.

¹ Stutzenarbeit (Y): von der Pumpe auf die Flüssigkeit übertragende nutzbare mechanische Arbeit bezogen auf die Masse der geförderten Flüssigkeit.

2.3 NPSH-Wert

Außer den Betriebskennlinien werden für die Untersuchung die erforderlichen NPSH-Werte für die Kriterien beginnende Kavitation ($NPSH_i$) und für einen von Kavitation verursachte Förderhöhenabfall von 3 % ($NPSH_{3\%}$) aufgezeichnet. Dabei wird der NPSH-Wert mittels Gl. 2.12 aus dem Totaldruck am Eintritt $p_{tot,E}$ berechnet.

$$NPSH_A = \frac{p_{tot,E} - p_D}{g \cdot \rho} \quad (2.12)$$

2.4 Kennzahlen der axialen Unsymmetrie

Da eines der Ziele dieser Studie die Analyse der Anströmung eines Pumpenlaufrades ist, wird ein Maß für die Ungleichförmigkeit der Zuströmung benötigt, anhand dessen beurteilt werden kann, inwieweit die Anströmung durch Störungen verändert wird.

Für die Darstellung der Geschwindigkeitsprofile werden Isotachen des Verhältnisses zwischen örtlicher Axial- bzw. Umfangsgeschwindigkeit c_i^* und dem volumetrischen Mittelwert der Axialgeschwindigkeit im Querschnitt c_m (Gl. 2.13) verwendet. Die Skalierung wird im ganzen Dokument beibehalten, um den Vergleich zwischen den verschiedenen Fällen zu erleichtern. Kann dieser Vorsatz nicht eingehalten werden, wird an entsprechender Stelle darauf hingewiesen.

$$\frac{c_i^*}{c_m} \quad (2.13)$$

Neben den erzeugten Grafiken zur Beschreibung des Strömungsvorganges sind für die Analyse einige Querschnittsintegralwerte eingesetzt worden, die anschließend beschrieben werden.

Mittels den massengewichteten Werten x_a und y_a wird die Position des Schwerpunkts des axialen Geschwindigkeitsprofils bezüglich der Mittelachse angegeben werden (Schwerpunkt der Massenstromverteilung Gl. 2.14). Dabei wird die von Jäger [16] beschriebene Asymmetriezahl A angewendet, bei der die Distanz des Massenstromschwerpunktes zur Mittelachse auf den Außenradius R des lokalen Rohrleitungsquerschnitts bezogen wird (Gl. 2.15). Je kleiner der Wert von A , desto achsensymmetrischer ist die Strömung. Der Winkel θ gibt die Richtung des Schwerpunktes an. Beide Daten werden bei der Analyse in einem Polarkoordinatendiagramm wiedergegeben.

$$x_a = \frac{\sum x \bar{c} \cdot d\bar{A}}{\sum \bar{c} \cdot d\bar{A}} \quad ; \quad y_a = \frac{\sum y \bar{c} \cdot d\bar{A}}{\sum \bar{c} \cdot d\bar{A}} \quad (2.14)$$

$$A = \frac{\sqrt{x_a^2 + y_a^2}}{R} \quad ; \quad \theta = \arctan \frac{y_a}{x_a} \quad (2.15)$$

Um die Größe des in der Strömung enthaltenen axialen Impulses zu bezeichnen kann das Verhältnis aus dem massengewichteten Mittelwert der Axialgeschwindigkeit und c_m gebildet werden nach:

$$J_{ma} = \frac{c_{ma}}{c_m} \quad \text{mit} \quad c_{ma} = \frac{\sum_{k=1}^n c_{mk}^{*2} A_k}{\sum_{k=1}^n c_{mk}^* A_k} \quad (2.16)$$

2.5 Kennzahlen der Geschwindigkeit in Umfangsrichtung

Die Eigenschaften der Geschwindigkeiten in Umfangsrichtung werden einerseits mittels der schon erwähnten Isotachengrafiken dargestellt (Gl. 2.13), anderseits als Kennzahlen. Eine Möglichkeit bietet die Kennzahl J_{ua} , die die Umfangsgeschwindigkeit massengewichtet auf die mittlere Axialgeschwindigkeit bezieht (Gl. 2.17). Existieren größere Gegendrallkomponenten, ist dieser Wert positiv (Mitdrall), andererseits bei Mitdrall negativ. Eine symmetrische Störung besitzt jedoch den gleichen Wert J_{ua} wie eine drallfreie Strömung, was mittels der quadratischen gewichteten Umfangskomponente $c_{|u|e}$ differenziert und mit der Kennzahl $J_{|u|a}$ (Gl. 2.18) beschrieben werden kann. Mit beiden Werten ist es nun möglich die Dralleigenschaften einer Störung im Querschnitt zu beschreiben.

$$J_{ua} = \frac{c_{ua}}{c_m} \quad \text{mit} \quad c_{ua} = \frac{\sum_{k=1}^n c_{uk}^* c_{mk}^* A_k}{\sum_{k=1}^n c_{mk}^* A_k} \quad (2.17)$$

$$J_{|u|a} = \frac{c_{|u|a}}{c_m} \quad \text{mit} \quad c_{|u|a} = \frac{\sum_{k=1}^n |c_{uk}^*| c_{mk}^* A_k}{\sum_{k=1}^n c_{mk}^* A_k} \quad (2.18)$$

Eine weitere Möglichkeit bietet die Drallzahl S . Sie ist eine Kennzahl für die Größe der Fliehkräfte relativ zu den axialen Trägheitskräften und ist als das Verhältnis von Drehimpulsstrom zu Axialimpulsstrom multipliziert mit einem charakteristischen Radius R definiert. Diese Kennzahl wird für die Darstellung der Drallstärke einer Strömung verwendet.

$$S = \frac{\sum r c_u \vec{c} \cdot d\vec{A}}{R \sum c_m \vec{c} \cdot d\vec{A}} \quad (2.19)$$

Häufig wird eine vereinfachte Form der Drallzahl verwendet. Das Verhältnis der Umfangskomponente zur Axialkomponente des Geschwindigkeitsvektors ergibt den Drallwinkel α_D , der nach Gl. 2.20 berechnet wird und in Abbildung 2.4 skizziert ist.

$$\alpha_D = \arctan \left(\frac{c_u}{c_m} \right) \quad (2.20)$$

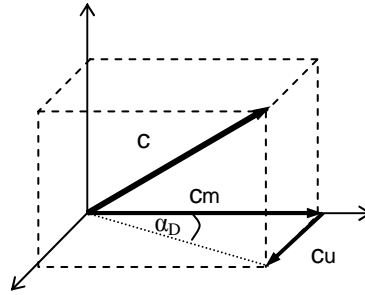


Abbildung 2.4: Geschwindigkeitsvektor und Drallwinkel.

2.6 Druckverteilungen und Widerstandsbeiwert

Allgemein werden Drücke als das Verhältnis des lokalen statischen Druckes zum Staudruck angegeben. Dabei wird der dynamische Druck mit der gemittelten Axialgeschwindigkeit (c_m) am Eintritt des Systems berechnet.

Eine Übersicht über den Druckverlust nach einer Störung im System vermittelt zunächst der Widerstandsbeiwert ζ , der nach Gl. 2.21 ausgerechnet wird.

$$\zeta = \frac{\Delta p}{\frac{\rho}{2} \cdot c^2} \quad (2.21)$$

2.7 Durchströmung eines Krümmers

Die Auswirkungen aller Arten von Krümmern auf eine Strömung bestehen in der Veränderung der Strömungsform und der Vergrößerung der Strömungsverluste gegenüber der geraden Rohrströmung. Diese Verluste entstehen einerseits wegen eventueller Ablösegebiete sowie wegen auftretender Sekundärwirbel.

Bei einer Richtungsänderung im Rohrkrümmer wirken wegen der gekrümmten Stromlinien Zentrifugalkräfte auf die Fluidteilchen, wobei sich nach der radialen Druckgleichung Gl. 2.22 ein Druckgradient in radialer Richtung bildet, der im Gleichgewicht mit der Fliehkraft steht (siehe Abbildung 2.5).

$$\frac{dp}{dr} = \rho \frac{c^2}{R} \quad (2.22)$$

Die an der äußeren Krümmerwandung gebremsten Flüssigkeitsteilchen unterliegen einem höheren statischen Druck, der umso größer ist, je kleiner das Verhältnis R/D ist. Nach der Krümmung bildet sich das Druckfeld wieder zurück und es entsteht ein Anstieg des statischen Druckes am inneren Krümmerradius, was zu einer weiteren Ablösung führen kann.

Außer den Ablösungen entsteht im Krümmer eine Sekundärströmung, die durch Überlagerung der Längsströmung zu einer schraubenförmigen Strömung nach dem Krümmer führt. Ursache dafür ist die Krümmung des Rohres sowie die Verzögerung der Strömung durch Reibungskräfte an der Wand. Aufgrund von Reibung hat das in Wandnähe strömende Fluid eine geringere Geschwindigkeit als das Fluid in der Querschnittsmitte.

Die Zentrifugalkräfte, die somit in der Mitte des Krümmers größer sind als an den Seitenwänden, verursachen eine Bewegung nach außen, was aber aus Gründen von Kontinuität nur möglich ist, wenn an den Wänden des Krümmers eine Bewegung in umgekehrter Richtung einsetzt. Auf diese Weise bildet sich ein Doppelwirbel aus, der der Hauptströmung überlagert ist.

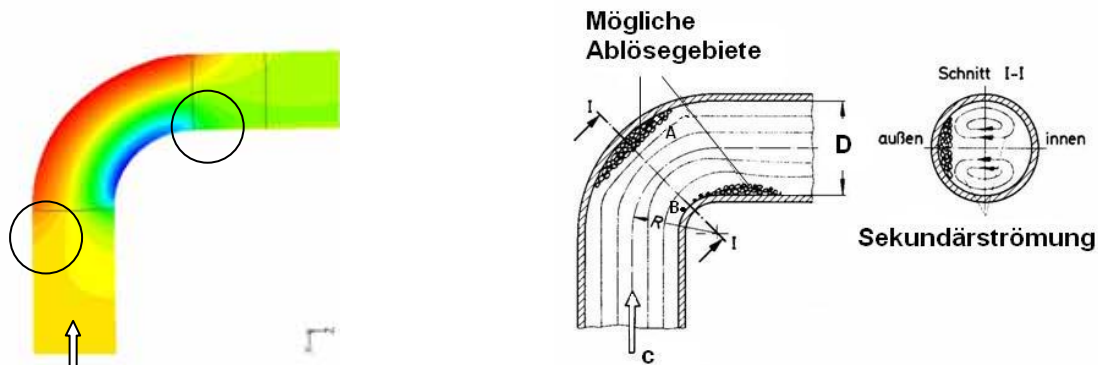


Abbildung 2.5: Strömung im Rohrkrümmer [4].

Experimentelle Ergebnisse zu diesen Strömungen zeigen Messungen von Keutner [4], der die Entwicklung des Geschwindigkeitsprofils und die Druckverteilung eines senkrechten 90°-Krümmers ($R/D = 1.5$) vom Eintritt bis zum Austritt ausführlich untersuchte. Dabei fand er den größten lokalen Überdruck an der Stelle A und den niedrigsten lokalen Unterdruck an der Stelle B (Abbildung 2.5).

Ähnliche Untersuchungen von Nippert [25] wurden an Krümmern mit unterschiedlicher Querschnittsform, Krümmung und Umlenkung durchgeführt. Die Ergebnisse der Isotachen der axialen Geschwindigkeit am Austritt eines 90°-Kreisrohrkrümmers sind in Abbildung 2.6 zu sehen. Zu beobachten ist, dass sich mit wachsendem R/D -Verhältnis das Gebiet erhöhter Geschwindigkeit vergrößert und sich entlang der Außenwand erstreckt. In der Rohrmitte bildet sich ein Gebiet kleiner Axialgeschwindigkeiten.

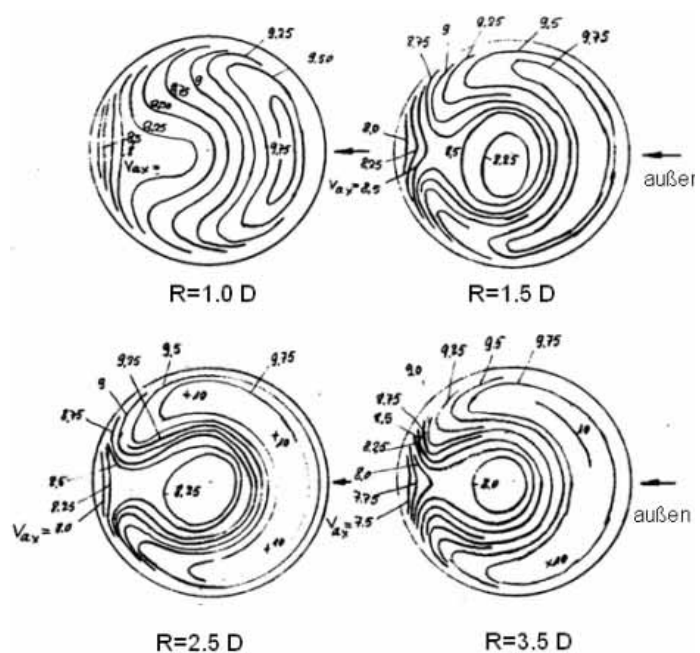


Abbildung 2.6: Isotachen am Austritt von Krümmern [25].

Eine Zusammenstellung von verschiedenen Saugkrümmertypen mit und ohne durchgehende Welle sowie der zugehörigen Isotachen der axialen Geschwindigkeit (c/c_m) am Austrittsquerschnitt hat Matthias [20] erstellt. Für den Fall eines kreisförmigen 90° Krümmers hat er im Querschnitt Geschwindigkeitsdifferenzen von 55 % (+15 und -40 %) am Krümmersaustritt gemessen. Diese sind in Abbildung 2.7 dargestellt. Nach einer Strecke

von 3,5 D betrug diese Differenz 10 %, nach 8,5 D nur noch 3 %. Die Geschwindigkeitsverteilungen sind im allgemein bei Beschleunigungskrümmern (Konfusoren) gleichmäßiger.

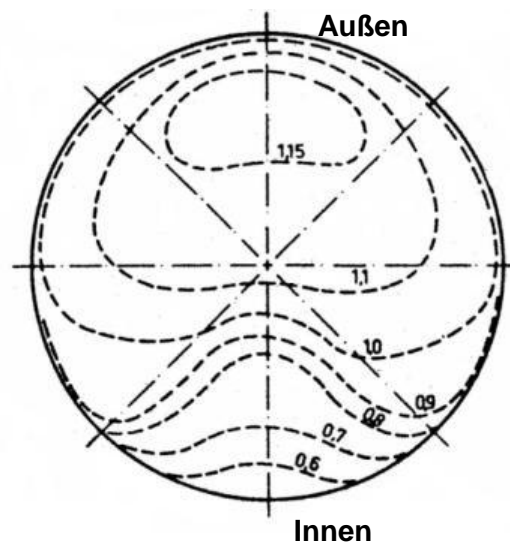


Abbildung 2.7: Axiales Geschwindigkeitsprofil, $R/D = 1.67$.

Eine Studie über den Einfluss verschiedener Krümmereinbauten auf den Kavitationsanfang bei Kreiselpumpen legte Schöneberger [35] vor. Dabei untersuchte er sieben Krümmerarten, von denen zwei kommerzielle Standardformteile waren. Dabei erkannte er, dass die ersten Kavitationsblasen nicht an der Stelle der Schaufeln mit der größten Umfangsgeschwindigkeit (bei $r = R$), sondern an der Stelle mit der größten Relativgeschwindigkeit entstanden, ($r = 0.875 R$). Er stellte einen Zusammenhang zwischen der Relativgeschwindigkeit am Eintritt der Pumpe und dem Anfang der Kavitation, jedoch keinen Zusammenhang zwischen ausgeprägter Kavitation und dem Wirkungsgrad fest. Der σ_i -Wert² konnte für kommerzielle Krümmer durch das Einbauen von Leitschaufeln oder Reduzierung des Querschnittes (Konfusorkrümmern) verbessert werden.

σ_i : Kavitationszahl für Kavitationsbeginn.
$$\sigma = \frac{p_{\infty} - p_D}{\rho \frac{c_{\infty}^2}{2}}$$

2.8 Umströmung einer Klappe

Die Druckverluste an Armaturen allgemein wurden von verschiedenen Autoren empirisch ermittelt. Sie sind als Tabellen in mehreren Strömungslehrbüchern oder in Pumpenhandbüchern (z.B. Idel'chik [15], u.a.) zu finden. Die Widerstandswerte liegen bei einer komplett geöffneten Klappe bei $\zeta \approx 0.2$. Die Strömung um eine linsenförmige Klappe mit Dickenverhältnis $e/D = 0,2$ (entsprechend der in diesem Forschungsvorhaben eingesetzten) und deren Verhalten in Bezug auf Kavitation wurde ausführlich von Peschges [26] analysiert. Die Untersuchung umfasste verschiedene Drosselstellungen, wobei in dieser Arbeit nur der Fall "ganz geöffnet" analysiert wird, da diese Art von Armatur gewöhnlich als Absperrorgan und nicht als Durchflussregler eingesetzt wird. In Abbildung 2.8 sind die Ablösezonen und die Axialgeschwindigkeitsprofile in beiden Ebenen zu erkennen. In der Draufsicht sind in den Wandgebieten die Rückströmungen zu erkennen, in der Mittelebene ein punktueller Abfall des Geschwindigkeitsprofils unmittelbar hinter der Klappe.

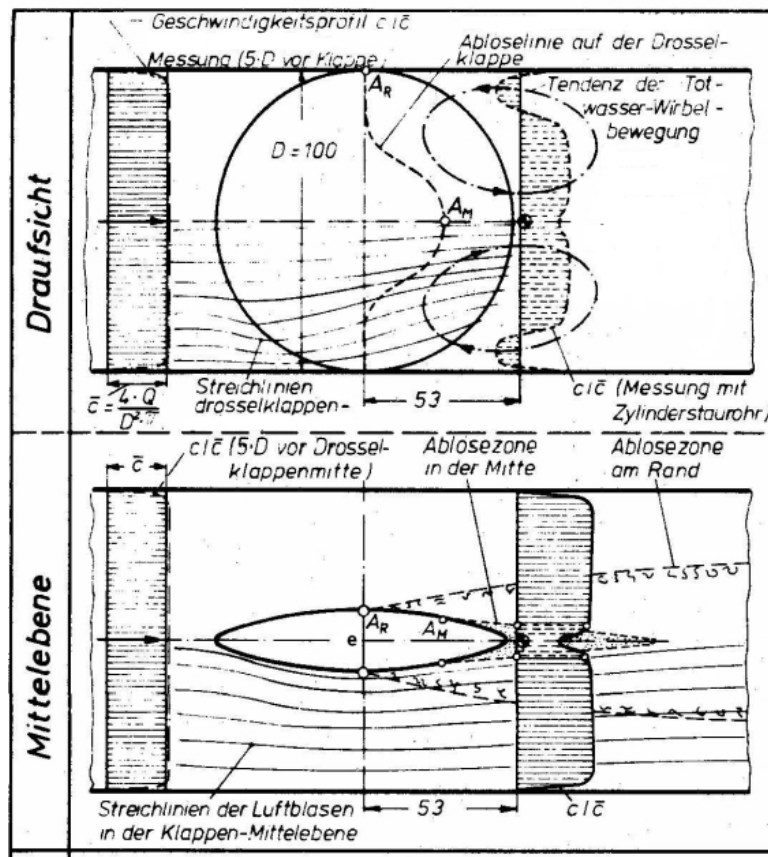


Abbildung 2.8: Geschwindigkeitsprofil nach einer Klappe [26].

3 Einlaufbedingungen

Die Festlegung der analysierten Saugleitungseinbaubedingungen basiert auf Angaben einer Umfrage, die unter den Mitgliedern der Vereinigung des Gas- und Wasserfaches e.V. (DVGW) ermittelt wurde. Dabei wurden für zahlreiche Pumpwerke der Wasserversorgung die Pumpenbauart, die Förderdaten im Nennbetriebspunkt der Pumpe, die Nennweite der Pumpenanschlussflansche (DN), zulaufseitige Einbauten (z.B. Klappen, Krümmer, Abzweigungen, Diffusor/Konfusor) und die Vermaßung der Zuleitung bis 5 m vor dem Saugflansch der Pumpe dokumentiert. Die Umfrage wurde im Februar 2002 durchgeführt und lieferte 346 Datensätze. Die Einteilung der eingebauten Pumpen nach Bauart und Laufradform ist in Abbildung 3.1 aufgezeichnet. Es ist zu erkennen, dass es sich bei allen Pumpen um Kreiselpumpen niedriger oder mittlerer spezifischer Drehzahl handelt. Mehr als ein Drittel der eingebauten Pumpen sind mehrstufige Hochdruckpumpen mit niedriger spezifischer Drehzahl und fast 50 % gehören zu den einstufigen einflutigen Kreiselpumpen, wobei diese sich in 28 % radiale Maschinen und 20 % halbaxiale verteilen. Somit wurde beschlossen, eine Pumpe von jeder dieser drei meist auftretenden Bauarten zu analysieren.

Die ausgewählten Pumpen und deren Eigenschaften sind in Tabelle 3.1 aufgeführt. In dieser Arbeit wird hauptsächlich auf die ns42 Pumpe eingegangen, da diese wie schon erwartet die größeren Effekte auf die gestörte Zuströmung aufweist. Der Vergleich zwischen den Pumpentypen erfolgt in Anhang E.

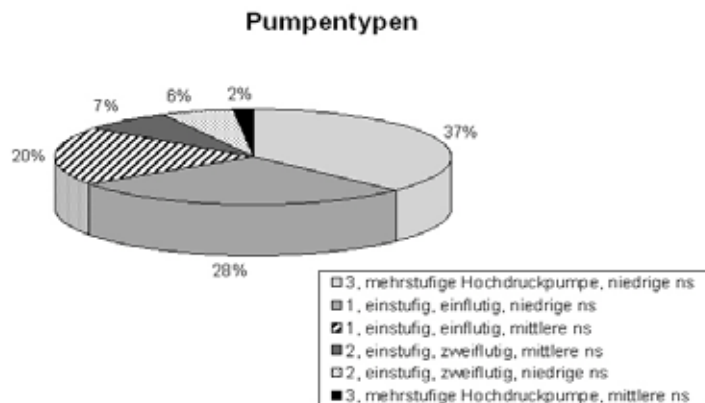


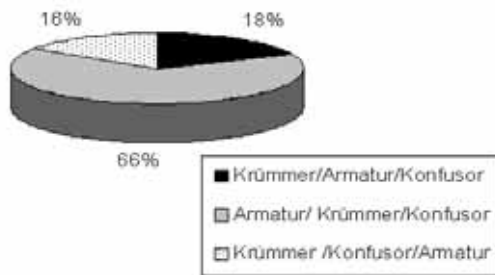
Abbildung 3.1: Eingebaute Pumpenarten.

Tabelle 3.1: Versuchspumpen.

	\dot{V} [m³/h]	H [m]	n [min⁻¹]	n _s [min⁻¹]	Zufuhr des Fluid	D _{Saugstutzen} [m]
Ritz, einstufige Spiralgehäusepumpe	105	59	2500	20	axial	0,100
Thyssen SVN 4 x 8, einstufige Spiralgehäusepumpe	192	50,4	3480	42,5	axial	0,100
Halberg ZEH 5002, mehrstufige Kreiselpumpe	60	107	3480	23	radial	0,068

Untersucht man die relative Häufigkeit der in der Praxis existierenden Zuleitungsausführungen, die in Abbildung 3.2 als Diagramm dargestellt ist, ist zu beobachten, dass über die Hälfte (66 %) der Anlagen die Ausführung Armatur/Krümmer haben. Dabei bestand die Armatur in 115 Fällen (ca. 33 %) aus einer Klappe. In 189 (ca. 55 %) der Ausführungen handelt es sich um einen 90° Krümmer mit einem Bogenradius R von 1.5mal dem Nenndurchmesser DN des Rohres ($R/D = 1.5$), wie Abbildung 3.3 zeigt.

Einzelemente und deren Anordnung



Krümmereinbauten

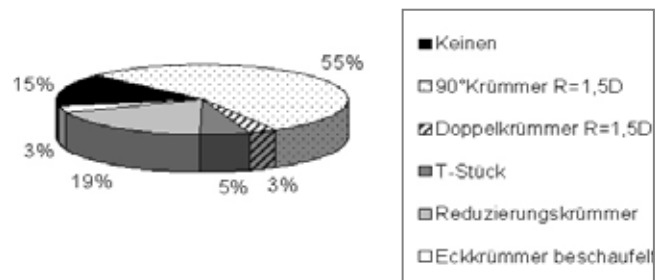


Abbildung 3.2: Zuleitungsdaten.

Abbildung 3.3: Zuleitungsausführungen.

Bei über 72 % dieser Installationen ist der Krümmer unmittelbar vor der Pumpe eingebaut. Die verbleibenden Rohrleitungslängen zwischen Störung und Saugstutzen liegen zwischen 100 und 3000 mm.

Daher wurde beschlossen, die Ausführung Klappe/Krümmer zu untersuchen und die Anlaufstrecke zwischen Krümmer und Pumpe stufenweise zu variieren. Mit der numerischen Strömungsberechnung soll es künftig möglich sein, auch andere Strecken zu berechnen und mit den gemessenen zu verifizieren.

Die resultierende Versuchseinbaustörung ist in Abbildung 3.4 schematisch zu sehen. Direkt am Saugstutzen der Pumpe ist das Messfenster für die LDV - Geschwindigkeitsmessungen angebracht. Die Zwischenstrecke, deren Länge L durch Einsetzen anderer Rohre variiert werden kann, entfällt für den ersten Messpunkt ($L = 0$). Davor ist ein 90°-Krümmer mit $R/D = 1.5$ angeflanscht und direkt vor diesem eine einfache, komplett geöffnete Klappe.

Alle Komponenten sind in der Praxis kommerziell zu erwerben. Die Saugrohre (PN 16) und die Klappe haben den Durchmesser DN 100. Weitere Information über den Prüfstand befindet sich in Kapitel 4.

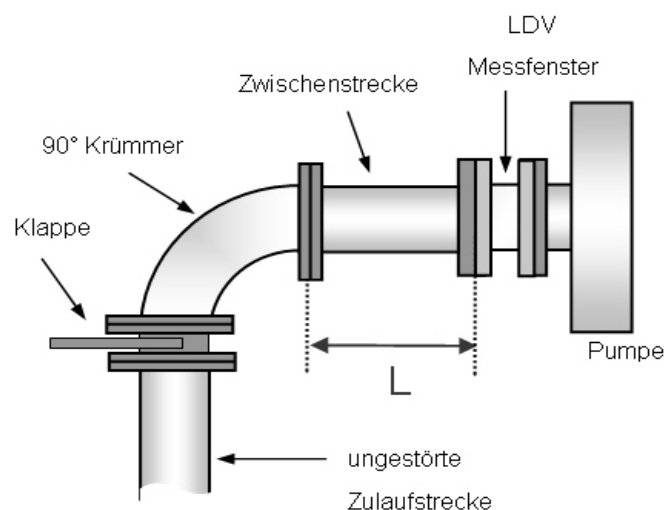


Abbildung 3.4: Versuchs-Zulaufausführung.

4 Experimentelle Untersuchungen

4.1 Versuchsprogramm

Die Messungen an den Versuchspumpen werden zuerst für eine lange gerade Leitung als Referenz (GE) und anschließend für die im vorherigem Kapitel beschriebenen Versuchseinbaustörungen (Abbildung 3.1) mit den Zwischenstrecken $L = 0$ DN, 2 DN und 5 DN durchgeführt. Es werden Kennlinien, der kavitationsbedingte Förderhöhenabfall sowie für das Schädigungspotential des Kavitationszustands signifikante akustische Signale gemessen und ausgewertet. Mithilfe der berührungslosen Laser-Doppler-Velocimetrie (LDV) wird die tatsächliche Geschwindigkeitsverteilung unmittelbar vor dem Eintrittsstutzen der Pumpe erfasst. Zudem wird die Position der geöffneten Klappe relativ zum Krümmer berücksichtigt, in dem sie sowohl senkrecht zur Krümmerebene (S) als auch in Krümmerebene (K) eingebaut wird.

Tabelle 4.1: Experimentelles Versuchsprogramm.

Messungs-anordnung	Störung
GE	Ungestört (lange gerade Leitung)
0D_S	Klappe/Krümmer / $L = 0$ DN. Klappe senkrecht zur Krümmerebene eingebaut
0D_K	Klappe/Krümmer / $L = 0$ DN. Klappe in der Krümmerebene eingebaut
2D_S	Klappe/Krümmer / $L = 2$ DN. Klappe senkrecht zur Krümmerebene eingebaut
2D_K	Klappe/Krümmer / $L = 2$ DN. Klappe in der Krümmerebene eingebaut
5D_S	Klappe/Krümmer / $L = 5$ DN. Klappe senkrecht zur Krümmerebene eingebaut
5D_K	Klappe/Krümmer / $L = 5$ DN. Klappe in der Krümmerebene eingebaut

Bei den Messungen der Wellenschwingungen wurde für jede Störungsvariante bei den Betriebspunkten ($q = 0.4, 0.6, 0.8, 0.9, 1.0, 1.1$ und 1.2) der Schwingungsweg sowohl in waagerechter als auch in senkrechter Richtung gemessen. Des Weiteren wurde mittels Beschleunigungsaufnehmer die Schwingungsgeschwindigkeit des Gehäuses für einige Betriebspunkte gemessen.

4.2 Versuchseinrichtungen

4.2.1 Prüfstand

Der für die experimentellen Untersuchungen verwendete Prüfstand ist in Abbildung 4.1 dargestellt. Es handelt sich um einen geschlossenen Wasserkreislauf. Die Antriebseinheit besteht aus einem frequenzgesteuerten 55 kW Drehstrom-Motor (11). Das Drehmoment wird vom Motor über eine Messwelle (12) an die Pumpe (3) übertragen, mit der das Wellendrehmoment und die Drehzahl gemessen werden.

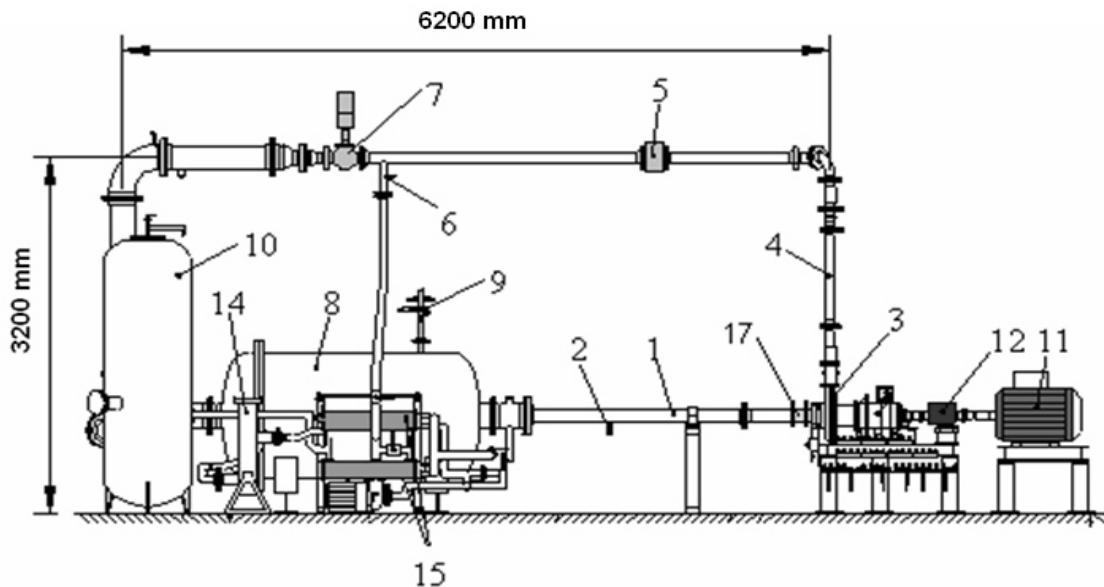


Abbildung 4.1: Versuchskreislauf.

Das Wasser wird vom Tank (8) über die Saugleitung (1) durch die Versuchspumpe in die Druckleitung (4) gefördert. Dabei wird der Volumenstrom mithilfe eines in der Druckleitung montierten elektrischen Drosselventils (7) reguliert. Ebenfalls auf der Druckseite des Kreislaufs befindet sich ein magnetisch-induktives Durchflussmessgerät DN 80 (5) zur Ermittlung des Pumpenvolumenstroms. Saugseitig wird über ein Widerstandsthermometer (2) die Wassertemperatur ermittelt.

Neben dem beschriebenen Hauptkreislauf existieren zwei weitere Sekundärkreisläufe, die für die Kühlung dienen. Zum einen versorgt ein externer Kühlwasserkreislauf zwei an den Tank angeschlossene Wärmetauscher (15), um Wärmeenergie abzuführen und somit die Temperatur des Untersuchungsmediums konstant halten zu können. Außerdem existiert ein weiterer Kreislauf zur Kühlung der Gleitringdichtung der Pumpe, dessen Kühlwasser direkt aus dem Hauptkreislauf in (6) zwischen MID und Drosselventil entnommen wird. Ein zweiter Tank (10) kann als zusätzlicher Beruhigungsbehälter angeschlossen werden. Für die Reinigung des Wassers steht ein Filter (14) zur Verfügung. In der Sichtstrecke (17) werden die LDV Messungen durchgeführt. Die Systemdruckeinstellung (Druckluft bzw. Vakuumpumpe) geschieht über den Anschluss (9), wenn der Beruhigungsbehälter nicht angeschlossen ist, sonst an dessen höchstem Punkt.

4.2.2 Versuchspumpe

Die für diese Arbeit ausgesuchte Versuchspumpe ist eine einstufige, einströmige Prozesspumpe in Spiralgehäuse-Bauart mit einer spezifischen Drehzahl von $n_s = 42.5 \text{ min}^{-1}$. Sie wurde von Thyssen Maschinenbau (heute Thyssen Pumpen) hergestellt, Modell SVN 4x8. Sie verfügt über einen axialen Zulauf mit einer Rippe im Saugmund zur Begrenzung des Vordralls. Die Abströmung erfolgt über eine Doppelspirale mit anschließendem tangenalem Druckstutzen. Die Pumpe diente am Forschungsinstitut bereits für ein früheres Projekt. Sowohl der Saug- als auch der Druckstutzen haben einen Durchmesser von 100 mm. Weitere technische Angaben sind in Tabelle 4.2 aufgelistet.



Abbildung 4.2: Pumpe n_{s42} .

Tabelle 4.2: Daten Versuchspumpe ns42

Drehzahl	n	$= 2300 \text{ min}^{-1}$	Schaufelzahl	Z	$= 6$
Spez. Drehzahl	n_s	$= 42.5 \text{ min}^{-1}$	Lauftrad-Eintrittsdurchmesser	D_E	$= 110 \text{ mm}$
Nenn-Volumenstrom	\dot{V}	$= 128 \text{ m}^3/\text{h}$	Lauftrad-Austrittsdurchmesser	D_A	$= 188 \text{ mm}$
Förderhöhe (BEP)	H	$= 22 \text{ m}$	Saugstutzendurchmesser	D_S	$= 100 \text{ mm}$
Wellenleistung (BEP)	P_{Welle}	$\approx 7.8 \text{ kW}$	Druckstutzendurchmesser	D_d	$= 100 \text{ mm}$

4.2.3 Messtechnik

Der vorher beschriebene Versuchstand ist mit Messtechnik ausgestattet, die eine Erfassung geringster Einflüsse der Störungen auf das Betriebsverhalten der Versuchspumpe ermöglicht. Im Folgenden werden die durchgeführten Messungen und die dazu benötigten Techniken mit den wichtigsten Angaben beschrieben. Die Angaben des Messfehlers beziehen sich jeweils auf den Messbereichsendwert (v.E.) oder den aktuellen Messwert (v.M.).

Der Messbereich des magnetisch-induktiven Durchflussmessers der Firma Fischer & Porter COPA-XM mit Nenndurchmesser DN 80 ist auf $0-180 \text{ m}^3/\text{h}$ bei einer Genauigkeit von $\pm 0.2 \%$ v.M. eingestellt.

Die Druckdifferenz zwischen Saug- und Druckstutzen ($p_A - p_E$) der Pumpe wird mittels eines piezoresistiven Differenzdrucksensors der Firma Keller (PAA-23/84666) mit einem Messbereich von $0-15 \text{ bar}$ bei einer Genauigkeit von $\pm 0.1 \%$ v.E. Außerdem wird mittels eines piezoresistiven Druckaufnehmers in der Saugleitung $2 D$ vor Pumpeneintritt über vier um 90° versetzt angeordnete Druckentnahmebohrungen der Eintrittsdruck ermittelt. Der Messbereich beträgt $0-5 \text{ bar}$ bei einer Genauigkeit von 0.08% v.E.

Die Umwandlung des Signals des Widerstandsthermometers (Pt100) erfolgt in einem Jumo Gerät mit den Messbereicheinstellungen 0-50°C und einer Genauigkeit von 0.5 % v.E.

Das Drehmoment (M_w) wird mittels eines DMS Messelements in der Messwelle der Firma Staiger Mohilo Modell 0130/03 AE 02-100 F40004 gemessen. Der Messbereich beträgt 0-100 Nm bei einer Genauigkeit von $\pm 0,1$ % v.E. In der Messwelle befindet sich ebenfalls ein optoelektronischer Absolutwertgeber der die Drehzahl bestimmt und dessen Genauigkeit abs. ± 1 rpm beträgt.

Die Axial- und Umfangskomponenten (c_m bzw. c_u) der Geschwindigkeit am Eintritt der Pumpe werden mittels des erwähnten 1-D LDV-Systems der Firma Dantec gemessen. Der Argon-Ionen-Laser stammt von der Firma Coherent Model „Inova 90 C“ und liefert einen grünen Laserstrahl mit einer Wellenlänge von 514.5 nm mit einer Leistung bis zu 6 Watt.

Um die Schwingungen der Welle in Nähe des Lagergehäuses zu untersuchen, wird das Vibrax-System der Firma Vibrometer AG eingesetzt. Das berührungslose System nimmt die Schwingungswege der Welle in x und y-Richtung auf.

Kavitationsanfang wird akustisch mit einem piezoelektrischen Sensor (AE Sensor) der Firma Fuji Ceramics ermittelt. Der Messfrequenzbereich des Sensors beträgt 200 kHz – 4 MHz.

Kavitationsereignisse und Maximalamplituden als Korrelationsgrößen der Kavitationsintensität werden mittels des Kavitationsdetektors aufgenommen. Der Detektor wurde in einem vorherigen Forschungsvorhaben am Forschungsinstitut entwickelt. Die Körperschallmessung erfolgt mit dem AE Sensor. Die Eckfrequenzen des Systems sind 100 kHz – 2 MHz und die Ausgangsspannung $U_a = 0 - 5$ V. Das System wird in Kapitel 5.4 näher beschrieben.

Der Luftgehalt des Kreislaufwassers wird vor und nach jeder Messung mit einem Brandtschem Apparat (nach dem Van Slyke Prinzip) ermittelt.

4.2.4 Messdatenerfassung

Die Erfassung und Digitalisierung der Sensorsignale erfolgt rechnergestützt mit einer Messwerterfassungskarte (Transputer-Karte Modell ADwin8, Fa. Jäger). Es handelt sich dabei um einen vollständigen Prozessrechner zur Messwerterfassung und Steuerung, welcher mit einem Pentium Prozessor, einer Taktfrequenz von 133 MHz und einer Speichertiefe von 64 MByte RAM ausgestattet ist und eine maximale Abtastrate von 100 kHz erreichen kann. Diese Eigenschaften sind völlig ausreichend für die hier durchgeführten Messungen. Die Karte besitzt zwölf analoge Eingangs- und vier analoge Ausgangskanäle (0-10 V, 12 Bit Auflösung 2.44 mV/Digit), 16 digitale Eingangskanäle sowie einen Triggereingang (TTL). Die Unsicherheit der Messdatenerfassungskette beträgt ± 1 Digit bei analogen Messwerten; dies entspricht im gewählten Auflösungsbereich analog $1/4096$ des Messbereichendwerts bzw. ± 1 Impuls bei digitalen Messgrößen. Zur Messdatenerfassung sowie zur Ansteuerung der Karte wurde der Matlabbtreiber aus der ADwin Software benutzt, der einen weitgehend automatisierten Messablauf ermöglicht. Es werden bei jedem Messvorgang 1200 Werte aufgenommen und gemittelt. Die Abtastrate beträgt dabei 250 Hz. Die Standardabweichung der Messdaten im gesamten Messbereich liegt hierbei unter 3 %.

Die Auswertung der Messdaten wird mittels selbst programmierten Matlab-Routinen ausgeführt. Alle gemittelten Daten einer Messung werden auch als ASCII Code gespeichert.

4.3 Versuchsauswertung

4.3.1 Kennlinien

Zur Bestimmung der Pumpenkennlinien ist die Aufnahme verschiedener Größen notwendig. Die Vorgehensweise dieser Messungen basiert grundsätzlich auf der europäischen Norm EN ISO 9906 [9] für die hydraulische Abnahmeprüfung von Kreiselpumpen. Die Genauigkeitsklasse dieses Prüfstandes und dessen Messtechnik gehören zur Klasse 2.

Der Hauptvolumenstrom wird durch Betätigung des elektrischen Stellventils eingestellt. Vor jedem Messpunkt wird gewartet, bis sich die Strömung im Prüfstand stabilisiert. Danach werden Messwerte von mehreren Einzelmessungen gemittelt und gespeichert. Grundvoraussetzung sind aus Gründen der Vergleich- und Reproduzierbarkeit während des Versuchsablaufs konstanter Volumenstrom und konstante Drehzahl. Bei verschiedenen Drosselventilstellungen kommt es durch die damit verbundenen unterschiedlichen Lastfälle zu Drehzahlschwankungen. Alle Werte werden daher gegebenenfalls auf die jeweilige Nenndrehzahl mit Hilfe der Ähnlichkeitsgesetze umgerechnet.

Die aufgenommenen Daten für die Berechnung der experimentellen Kennlinien sind:

- Volumenstrom (\dot{V})
- Druckdifferenz (Δp) zwischen Laufradaustritt (p_A) und Laufradeintritt (p_E)
- Eintrittsdruck (p_E)
- Wellendrehzahl (n)
- Wellendrehmoment (M)
- Temperatur (T)

Sie werden nach den in Kapitel 2 beschriebenen Methoden ermittelt.

4.3.2 Laser Doppler Velocimetry

Laser Doppler Velocimetry (LDV) ist ein lokales, optisches Messverfahren zur Messung von Geschwindigkeiten in strömenden Medien. Laserlicht ist charakterisiert durch seine monochromatischen (gleiche Wellenlänge) und kohärenten (gleiche Phase) Eigenschaften. Wenn sich zwei zuvor optisch aufgespaltete Laserstrahlen schneiden, entsteht im Schnittvolumen ein Interferenzstreifenmuster mit dem Streifenabstand Δx , welcher vom Überlagerungswinkel φ und der Lichtwellenlänge λ abhängt (siehe Abbildung 4.3). Der Zusammenhang zwischen der in der Strahlebene liegenden Geschwindigkeitskomponente c_p eines das Messvolumen durchquerenden Partikels und der Frequenz des zurück gestreuten Lichts f_D ist:

$$c_p = f_D \cdot \Delta x = \frac{f_D \cdot \lambda}{2 \cdot \sin \varphi} = C_f(\varphi) \cdot f_D \quad (4.1)$$

An Teilchen, die künstlich in die Strömung eingebracht werden (tracer-particle), wird das eingestrahlte Licht gestreut, wenn sie das Messvolumen durchqueren. Sind die Teilchen hinreichend klein, so kann davon ausgegangen werden, dass sie der Strömung schlupffrei folgen. Ihre Eigengeschwindigkeit kann dann als lokale Geschwindigkeit des Fluids angesehen werden. Das Streulicht, das von einem Empfänger (Photomultiplier) registriert wird, weist eine Frequenzverschiebung auf, die auf dem Doppler-Effekt beruht. Doppler-

Frequenz und Geschwindigkeit sind einander proportional. Dabei kann nur die Komponente der Strömungsgeschwindigkeit detektiert werden, die senkrecht zum Streifenmuster steht. Die vom Multiplier gewandelten Signale werden danach in einem so genannten Burst-Spectrum-Analyzer (BSA) weiterverarbeitet und schließlich als Binärdatei über einen angeschlossenen PC abgespeichert. Die spezielle Auswertesoftware wurde am Forschungsinstitut entwickelt und für dieses Vorhaben angepasst. Das verwendete LDV Messsystem hat einen 6 Watt Argon-Ionen-Laser mit Optik der Firma Dantec.

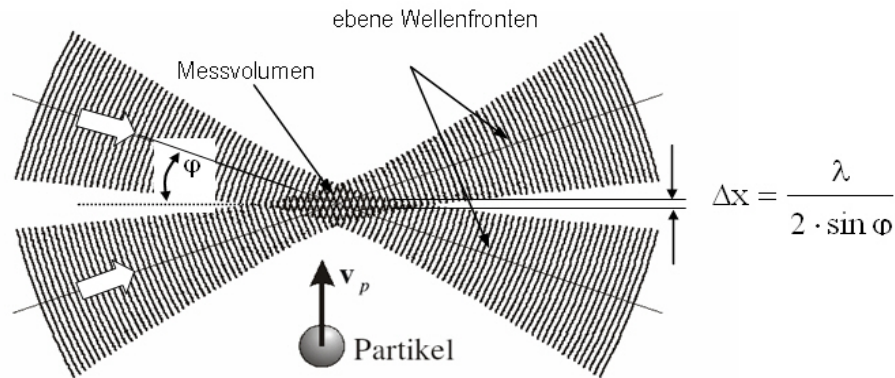


Abbildung 4.3: LDV Messprinzip.

Wesentliche Vorteile des LDV-Systems gegenüber herkömmlichen Verfahren sind:

- hohe Messgenauigkeit,
- berührungsloses Messprinzip ohne Störung der Strömung,
- großer Messbereich, der von geringen Geschwindigkeiten bis zu Überschallmessungen reicht,
- immer höhere räumliche und zeitliche Auflösung, die u.a. Untersuchungen von Turbulenzstrukturen ermöglichen.

Mithilfe einer für dieses Vorhaben entwickelten Traversiereinrichtung werden die Geschwindigkeitsdaten nacheinander im kompletten Querschnitt des Rohres aufgenommen. Es ist möglich die Einrichtung 360° um die Rohrachse zu drehen und zwischen dem mittleren und dem äußeren Punkt des Rohrquerschnittes zu traversieren.

Abbildung 4.4 zeigt eine CAD Darstellung dieser Traversiereinrichtung. Da es sich in diesem Fall um eine eindimensionale Lasersonde handelt, wird erst die Axialkomponente der Geschwindigkeit und anschließend, nach einer 90° Drehung der Sonde, die tangentielle Komponente gemessen. Eine spezielle Eigenschaft dieser Einrichtung ist die leichte Ankopplung an verschiedene Rohrdurchmesser, wobei nur das innere Sichtrohr zu wechseln ist.

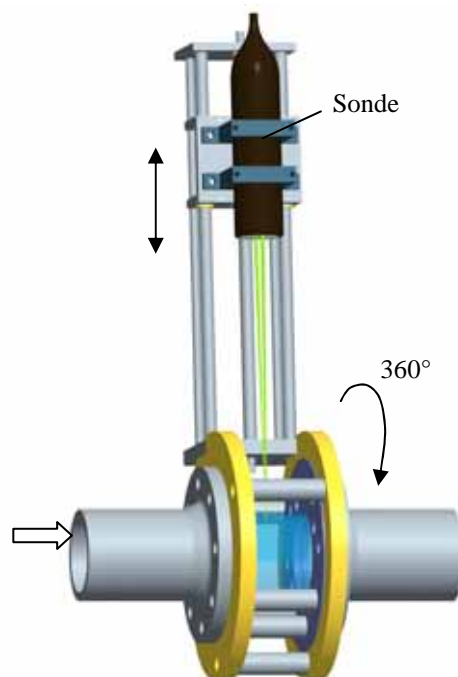


Abbildung 4.4: LDV-Traversiereinrichtung.

Ein wichtiger Punkt bei LDV Messungen ist eine korrekte optische Berechnungen der Raumposition der Messpunkte. Wie schon vorher erwähnt, ist die gemessene Geschwindigkeit abhängig vom Kreuzungswinkel der beiden Laserstrahlen. Dieser Winkel ändert sich nach dem optischen Brechungsgesetz, wenn Lichtstrahlen Materialien mit anderen Brechungsindices durchqueren. So ist die Berechnung der Strahlengeometrie und der Brechungswinkel notwendig, um die gewünschten Messpunkte exakt treffen zu können und eine korrekte Berechnung des Kalibrierungsfaktors $C_f(\varphi)$ aus Gleichung 4.1 durchzuführen.

Die Distanz, um die man die Sonde verschieben muss, um die gewünschten Messpunkte zu erreichen, wird mittels selbst programmierter Matlab-Routinen berechnet. Dabei werden die Laserstrahlen als Geraden betrachtet und die Koordinaten anhand von Schnittpunkten und Steigungswinkeln mit dem Snellius'schen Brechungsgesetz (Gl. 4.2) berechnet.

Tabelle 4.3: Verwendete Brechungszahlen.

n_{Luft}	1,0003
n_{Wasser}	1,333
$n_{\text{Plexiglas}}$	1,491

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{\sin \alpha_2}{\sin \alpha_1} \quad (4.2)$$

Bei der Berechnung des Strahlenschnittpunktes der Axialgeschwindigkeit (Abbildung 4.5) bleibt der Schnittwinkel bzw. der Kalibrierungsfaktor konstant. Bei der Umfangskomponente (Abbildung 4.6) muss eine Krümmung aufgrund der Rohrrinnenwand berücksichtigt werden. Hierbei brechen sich die Strahlen beim zweiten Mal nicht bezogen auf ein waagrechtes Lot (α_2, α_3), sondern bezogen auf die Normale des Kreisbogens (γ_1, γ_2).

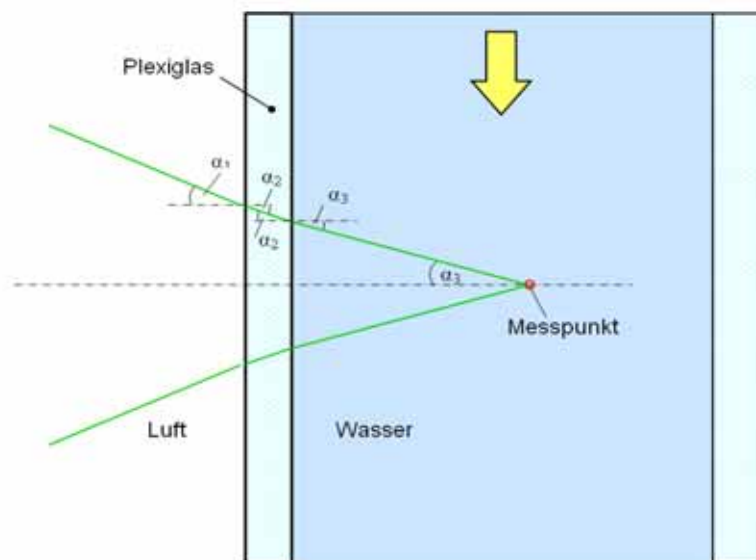


Abbildung 4.5: Strahlengang bei der Axialmessung.

Die Brechung an der Rohraußenwand wurde vereinfacht, indem 18 Flächen auf die Außenfläche gefräst wurden. Dabei verringern sich auch die Fehlerquellen in der Brechung zwischen Luft und Plexiglas. Die Flächen wurden sorgfältig poliert. Die Parallelität der Sonde zu dieser Fläche wurde mittels Wasserwaage eingestellt. Eine detaillierte Beschreibung des Messvorganges ist in [42] zu finden.

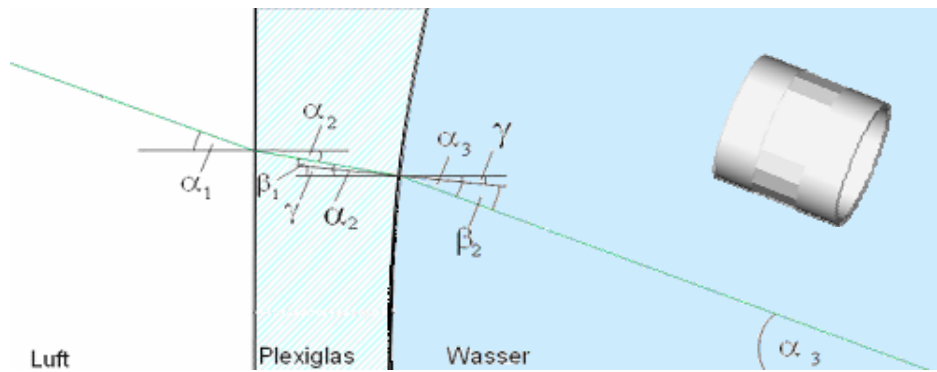


Abbildung 4.6: Strahlengang bei der Umfangskomponentenmessung.

Unter Berücksichtigung der Verstellmöglichkeiten der Messvorrichtung wurden die Messpunkte systematisch im Rohrquerschnitt angeordnet. Der Innendurchmesser des Rohres beträgt 100 mm. Die Messpunkte sind auf Diagonalen in Abständen von je 5 mm angeordnet. Je Diagonale sind dies 19 Messpunkte. Die Winkel zwischen den einzelnen Diagonalen betragen jeweils 20° . Da für jede Winkeleinstellung nur bis zur Mitte gemessen werden kann, folgen daraus 18 Winkeleinstellungen. Dies ergibt im Querschnitt für eine vollständige Messung 180 zu messende Punkte. Für jeden Messpunkt werden 6000 Frequenzwerte aufgenommen und gemittelt. Der arithmetisch gemittelte Wert wird gespeichert und mittels des für diesen Messpunkt ausgerechneten Kalibrierungsfaktors C_f (siehe Gl. 4.1) in eine Geschwindigkeit umgerechnet. Die einzelnen Messungen werden als Histogramm aufgezeichnet, um die Güte der Messung kontrollieren zu können. Wie bei jeder unabhängigen Messdatenaufnahme ergibt sich jeweils eine Gaußverteilung (siehe Abbildung 4.7).

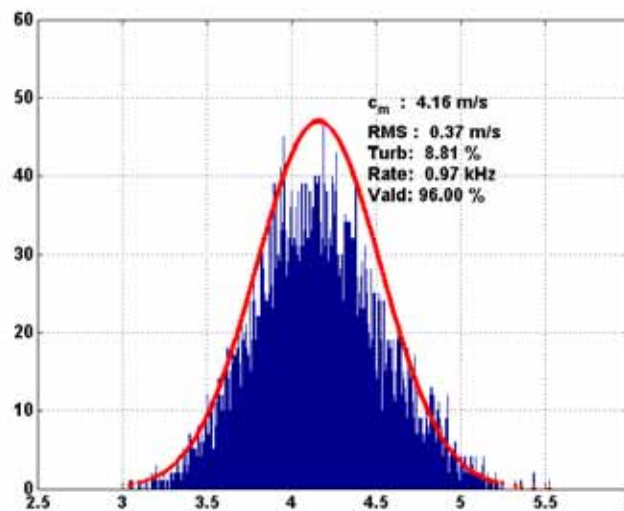


Abbildung 4.7: Typische Gauß'sche Verteilung der LDV-Messungen.

Die n aufgenommenen Geschwindigkeitsmesswerte c_i können somit in Form einer Gauß'schen Wahrscheinlichkeitsverteilung aufgetragen werden. Aus der statistischen Auswertung entspricht der häufigste vorkommende Wert dieser Verteilung (lokale Strömungsgeschwindigkeit) dem arithmetischen Mittel:

$$\bar{c} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n c_i \quad (4.3)$$

Die Standardabweichung stellt ein Maß für die mittlere Schwankungsgeschwindigkeit c' in der Strömung dar. Sie kann für jede Raumrichtung berechnet werden:

$$\sigma_c = \sqrt{c'^2} = \frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (\bar{c} - c_i)^2 \quad (4.4)$$

Wird die Schwankungsgeschwindigkeit der Strömung auf die mittlere Geschwindigkeit in der betrachteten Strömungsrichtung bezogen, spricht man von Turbulenzgrad. Bei 1-D Betrachtungen, d.h. beim Quotienten aus Standardabweichung und mittlerer Geschwindigkeit, spricht man von Turbulenzintensität. Bei den Ergebnissen in Kapitel 5.1 wird die Turbulenzintensität für die Axial- und Umfangskomponente getrennt aufgezeigt. Zum Vergleich mit den numerischen Berechnungen wird der Turbulenzgrad der beiden Komponenten der Geschwindigkeit ermittelt. Beide Varianten der Gleichung sind in (Gl 4.5) zu erkennen.

$$Tu = \frac{\sqrt{c'^2}}{\bar{c}} = \frac{\sigma_c}{\bar{c}} \quad Tu = \frac{\sqrt{\frac{1}{2} c_{ax}'^2 + c_u'^2}}{\bar{c}_{ax}} \quad (4.5)$$

Normalerweise arbeiten Kreiselpumpen in Bereichen turbulenter Strömung, was mit der Berechnung der Reynolds Zahl zu belegen ist.

$$Re = \frac{\bar{c} \cdot D}{\nu} \quad (4.6)$$

(\bar{c} = mittlere Geschwindigkeit, D = Rohrdurchmesser, ν = kinematische Viskosität)

In einem bestimmten Abstand vor der Pumpe, bei dem diese keinen Einfluss auf das Strömungsprofil hat, ist es möglich die Strömung mit dem Potenzgesetz turbulenter Strömungen in Funktion des Radius annähernd zu beschreiben [47] mit:

$$c(r) = \left(\frac{\frac{D}{2} - r}{\frac{D}{2}} \right)^{\frac{1}{n}} \cdot c_{\max} \quad (4.7)$$

wobei die maximale Geschwindigkeit nach 4.8 berechnet wird:

$$c_{\max} = \frac{\bar{c} (n+1)(2n+1)}{2 \cdot n^2} \quad (4.8)$$

und der Potenzgrad n empirisch ermittelt wurde und mit:

$$n = 2,1 \cdot \lg(Re) - 1,9 \quad (4.9)$$

berechnet werden kann.

In Abbildung 4.8 ist das theoretisch ausgerechnete turbulente Profil im Rohrquerschnitt für den Fall $q = 1.0$ als gestrichelte Linie aufgezeichnet. Die Kreise (o) stellen die LDV Messungen in einer Diagonalen mit deren Standardabweichung (+) dar.

Dabei ist zu erläutern, dass wegen hoher Lichtreflexionen nur bis 5 mm vor der Wand gemessen werden kann und deshalb der erste und zweite Messpunkt, von der Wand

ausgehend, theoretisch ermittelt wurde. Diese Vorgehensweise ist für eine korrekte Berechnung des Volumenstroms notwendig.

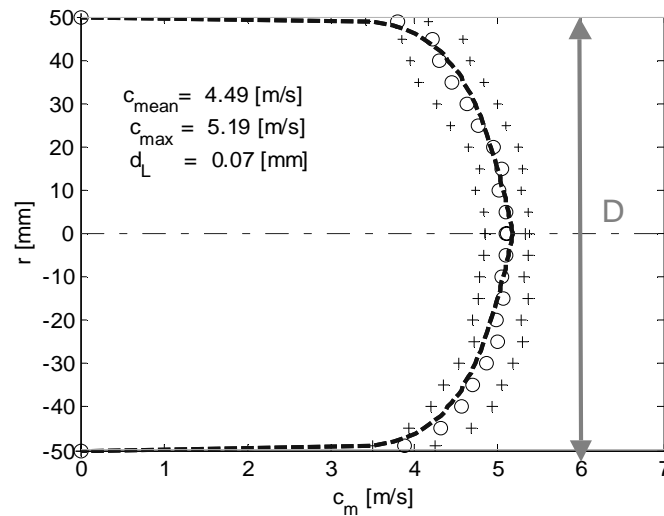


Abbildung 4.8: Geschwindigkeitsprofil turbulenter Strömungen.

4.3.3 Wellenschwingungen

Das Vibrax-System zur Messung der Schwingungen besteht aus zwei Wegaufnehmern und zwei Oszillatoren. Die berührungslosen Wegaufnehmer dienen zum Messen von Schwingwegen an elektrisch leitenden Messobjekten mit einer Schwingfrequenz von 0 bis 10.000 Hz. Sie arbeiten nach dem Wirbelstromprinzip, der Oszillator setzt eine erforderliche Speisespannung in ein hochfrequentes Trägersignal um, das ein elektromagnetisches Feld in einer kleinen Drahtspule im Aufnehmer induziert. Nähert sich diesem Feld ein leitendes Material, so werden Wirbelströme in ihm erzeugt, was zu einer Dämpfung des Feldes führt, bzw. der Oszillatorspannung, die umgekehrt proportional zur Luftspaltgröße zwischen ihnen ist.

Der Messbereich und die Linearitätsgrenzen sind überwiegend durch die Spulendimensionen des Aufnehmers gegeben. Die Linearität des Messbereichs ist durch die Vorverstärker-Ausgangsspannung von 9V für den Anfangsabstand vorgegeben. Der Übertragungsfaktor ist 8 mV/ μ m. Die Aufnehmer wurden in stabilen Konsolen zwischen Wellendichtung und Lagergehäuse um 90° versetzt montiert (siehe Abbildung 4.9).

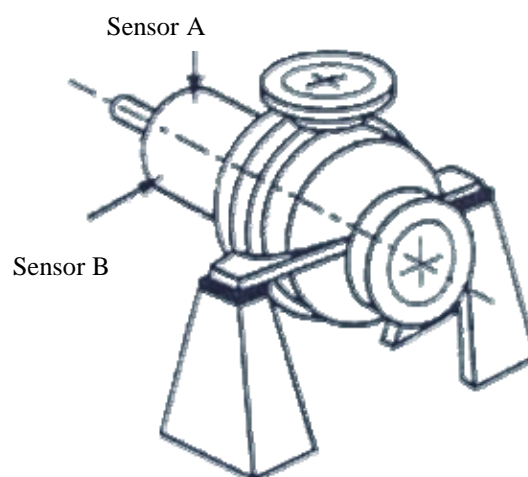


Abbildung 4.9: Anbringung Wellenwegmesssensoren.

Die durch die Messung gelieferte Messgröße ist der relative Schwingweg, d.h. der Weg der Welle relativ zum Gehäuse. Mit diesen Werten werden die charakteristischen Größen ausgerechnet (Schwingungsbreite S_{p-p} und effektiver Schwingweg S_{eff}).

Die relative Wellenschwingung wird nach ISO 10816-1 [6] breitbandig gemessen, damit das Frequenzspektrum der Maschine ausreichend erfasst wird. Dabei ist eine hochfrequente Anregung des Oszillators bei 15 kHz zu erkennen, die sonstigen mechanischen Schwingungen liegen unterhalb von 2000 Hz. Die Signale werden nach DIN ISO 7919-1 [7] nur in dem Bereich 10-2000 Hz ausgewertet.

Oft verwendete Größen zur Bewertung der Wellenschwingungen in Maschinen sind der erwähnte effektive Schwingungsweg und die Schwingungsbreite S_{p-p} . Bei den Versuchen wurden die Schwingungswege in vertikaler (Aufnehmer A) und horizontaler Position (Aufnehmer B) gemessen und die Werte berechnet. Der maximale Spitze-zu-Spitze Wert definiert sich als die Differenz zwischen den maximalen und minimalen Schwingwegen und kann durch Gl. 4.10 angenähert werden. Hierbei gehen die Werte S_{p-p} beider Aufnehmer (A und B) quadratisch ein.

$$S_{(p-p)\max} = \sqrt{S_{A(p-p)}^2 + S_{B(p-p)}^2} \quad (4.10)$$

Für den effektiven Schwingungsweg wird aus dem aufgezeichneten Zeitverlauf des Schwingungsweges von jedem Aufnehmer mit Gl. 4.11 ein effektiver Wert der Schwingungsamplitude berechnet.

$$S_{RMS} = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n s(t)_i^2} \quad (4.11)$$

Die effektiven Werte der beiden Aufnehmer werden später vektoriell aufsummiert, um einen Wert der gesamten Schwingung in der Ebene zu bekommen. Beide Kennwerte dienen zur Beurteilung des Schwingungsverhalten einer rotierenden Maschinen, wobei des öfteren diese in normierten Bewertungszonen, im Hinblick auf Lagerbelastung und Schwingungsübertragung, eingestuft werden oder mit einem vorher festgelegten Referenzwert verglichen werden um Änderungen im Betriebsverhalten feststellen zu können und ggf. Maßnahmen zu ergreifen. In diese Arbeit soll der Vergleich dieser Werte zwischen den verschiedenen Zuströmungen folgen, dazu dienen die Werte der geraden Leitung als Referenzfall.

Aus den Zeitsignalen des Schwingungswegs wird mittels einer Fast-Fourier-Transformation dessen Frequenzspektrum erstellt, womit die Anteile der für die Schwingung verantwortlichen Frequenzen und ihre jeweiligen Amplituden ermittelt werden können.

4.3.4 Akustische Messungen

Die akustischen Messungen wurden mit einem piezoelektrischen Sensor durchgeführt (Abbildung 4.10), der am Gehäuse der Pumpe in Nähe des Laufrades auf einer planen Fläche mit einer Halterung fest angekoppelt wird. Um eine bessere Schallübertragung zu gewährleisten wird Schallpaste zwischen Oberfläche und Sensormembran aufgetragen.



Abbildung 4.10: Akustischer Sensor.

Piezoelektrische Kristalle haben die Eigenschaft, dass auf ihrer Oberfläche bei mechanischer Belastung elektrische Ladungen auftreten. Durch eine Kapazität werden diese in Spannungen gewandelt, die relativ schnell abklingen. Daher besitzt dieser Sensor einen hohen Frequenzmessbereich (100-5000 kHz), womit sichergestellt werden soll, dass die hochfrequenten Kavitationssignale auch vollständig aufgenommen werden. Abbildung 4.11 zeigt vier aufgenommene Signale bei der Durchführung der Kavitationsmessungen. Das linke Bild oben wurde bei einem kavitationsfreien Betriebspunkt aufgenommen, das zweite rechts bei einem NPSH-Wert knapp unter $NPSH_i$. Beide unteren Bilder beschreiben Betriebspunkte mit voll ausgeprägter Kavitation, wobei Abbildung 4.11 unten rechts die akustische Messung bei dem niedrigeren NPSH-Wert darstellt. Die von Kavitation verursachten Signale sind charakterisiert durch hochfrequente vereinzelnde Signale, die stochastisch über ein Rauschen konstanter Amplitude herausragen und relativ langsam abklingen.

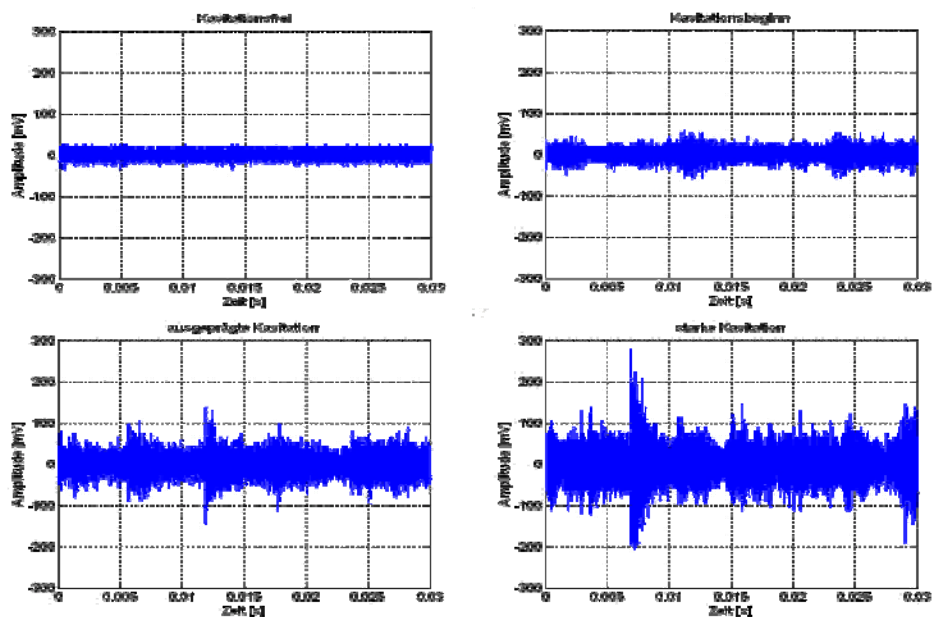


Abbildung 4.11: Akustische Signale (hohes NPSH bis niedriges NPSH).

Die gesamte Information eines solchen Signals kann nur mit großem Aufwand und hohen Messdatenraten und -zeiten gespeichert werden. Deshalb wurde die direkte akustische Messung mittels Sensor, einem Verstärker und einem Oszilloskop nur für die Detektion des Kavitationsanfangs benutzt ($NPSH_i$ -Wert) (siehe Abbildung 4.12 oben).

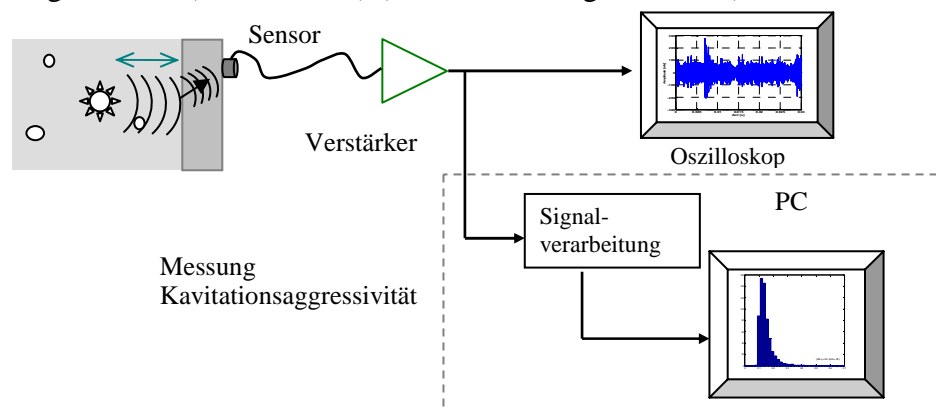


Abbildung 4.12: Akustische Messungen ($NPSH_i$ Detektion / Kavitationsaggressivität).

Bei der Bestimmung der Kavitationsintensität werden die mit dem Sensor aufgenommenen Ereignisse physikalisch als Antwort der mechanischen Struktur auf die breitbandige Anregung einer Schallwelle, die von einer in Wandnähe stattfindenden Blasenimplosion erzeugt wird, aufgefasst. Dafür wird ein akustisches Modell nach Lohrberg [19] verwendet, bei dem die Anzahl der Ereignisse und deren Maximalamplituden als die Kavitationsaggressivität kennzeichnende Werte herangezogen werden. Es ist nun wichtig, über eine längere Zeit sowohl die Anzahl als auch die maximale Amplitude der Kavitationssignale zu erfassen und zu speichern. Dafür wurde am Forschungsinstitut in Zusammenarbeit mit dem Fachgebiet Mikroelektronische Systeme ein Signalverarbeitungssystem entwickelt. Mit diesem ist es möglich die Maximalamplitude der Ereignisse aufzunehmen und in verschiedene Amplitudenklassen einzuteilen. Die resultierenden Histogramme werden exemplarisch für einen bestimmten Betriebspunkt in Abhängigkeit des NPSH-Wertes in Abbildung 4.13 gezeigt. Es ist zu erkennen, dass sowohl die Anzahl der Ereignisse als auch die maximale aufgenommene Amplitude mit abnehmenden NPSH-Werten ansteigen.

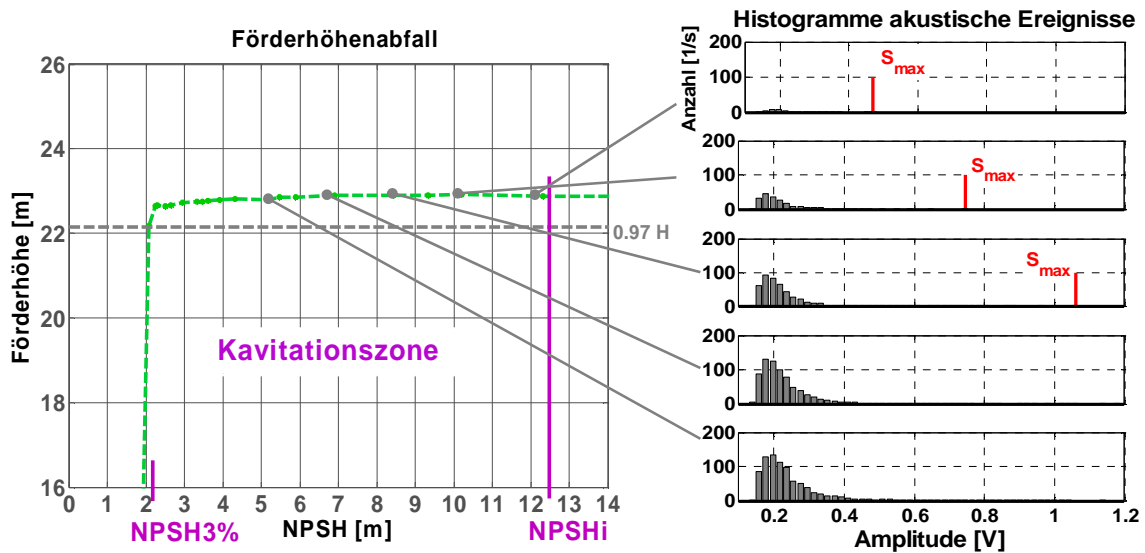


Abbildung 4.13: Histogramme der Ereignisse bei verschiedenen NPSH-Werten.

Wird nun das erwähnte akustische Modell nach Lohrberg [19] verwendet, ist es möglich, die Energie einer Kavitationsimplosion mit Gleichung 4.12 annähernd zu bestimmen.

$$E_s = \frac{\hat{F}^2}{\pi \rho c^3 \tau_p} = \frac{k_f^2 \hat{S}^2}{\pi \rho c^3 \tau_p} = K \cdot \hat{S}^2 \quad [J] \quad (4.12)$$

Dabei ist S [V] die gemessene maximale Amplitude eines Signals, k_f [N/V] der Kalibrierungsfaktor, c die Schallgeschwindigkeit im Wasser (1450 [m/s]), ρ [kg/m³] die Dichte des Wassers und τ_p [s] die Pulsbreite des ersten Drucksignals. Bei der eingesetzten Pumpe ist eine Kalibrierung sehr aufwändig und auch nicht nötig, da die Aggressivität der Kavitation für die verschiedenen Zuströmungen nur relativ zueinander verglichen werden soll. Deswegen werden die Energien aller aufgenommenen Ereignisse mit deren Amplitude als Energieparameter ausgerechnet, der mit der gleich bleibenden Konstanten (K) zu multiplizieren ist. Zählt man nun die Energien der einzelnen Ereignisse zusammen und teilt sie durch die gemessene Zeit, kann ein Kavitationsleistungsparameter bestimmt werden, mit

dem es möglich ist die Aggressivität der Kavitation bei den verschiedenen Zuströmungen zu vergleichen. Dieser Vergleich wurde für den Bestpunkt durchgeführt und wird in Kapitel 5.4 beschrieben.

4.3.5 $NPSH_{3\%}$ Bestimmung

Für die Bestimmung des $NPSH_{3\%}$ Werte werden Förderhöhenabfallkennlinien für die Fördergrade $q = 0.8, 0.9, 1.0, 1.1$ und 1.2 für jede Störung durchgeführt. Der Volumenstrom wird dabei konstant gehalten. Die Messungen werden drei Mal wiederholt und ein Mittelwert des $NPSH_{3\%}$ gebildet. Somit konnte Reproduzierbarkeit überprüft werden. In Abbildung 4.14 werden die für die verschiedenen Volumenströme gemessenen Förderhöhenabfall-Kennlinien gezeigt für den Fall gerade Leitung. Die obere Linie entspricht einem Fördergrad von $q = 0.8$, die untere $q = 1.2$. Im Bestpunkt beträgt der $NPSH_{3\%}$ Wert ca. 3.1 m.

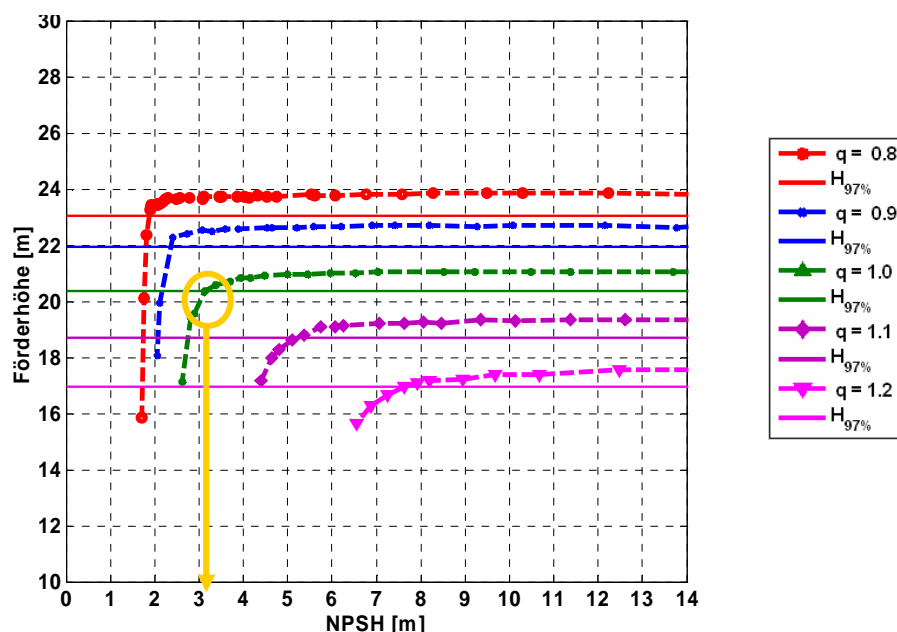


Abbildung 4.14: Förderhöhenabfall zur Bestimmung von $NPSH_{3\%}$.

4.3.6 $NPSH_i$ Bestimmung

Zur Bestimmung des $NPSH_i$ -Wertes wird schrittweise der Systemdruck verringert, bis auf dem Oszilloskop mit einer bestimmten Häufigkeit aus dem Grundrauschen hervortretende Amplituden des akustischen Signals beobachtet werden (siehe Abbildung 4.11). Dieser Vorgang wird in der Regel drei Mal wiederholt und dann der $NPSH_i$ Mittelwert gebildet.

Es wurde zusätzlich optisch mit Hilfe eines Endoskops und einer stereoskopischen Lichtquelle der Ort und der Beginn der Kavitation untersucht. Es kann festgehalten werden, dass das akustische System wesentlich sensibler auf die Kavitationsanwesenheit reagiert und dass das subjektive Kriterium des optischen Kavitationsanfanges mit dieser Methode ausgeschlossen wird.

Allgemein sind die kavitationsbedingten Messungen stark abhängig von der Temperatur der Flüssigkeit, weshalb die Wassertemperatur bei jeder Pumpe innerhalb von $\pm 0,5^\circ \text{C}$ konstant gehalten wird.

Ein weiterer Einflussfaktor bei diesen Messungen ist der Anteil gelöster und ungelöster Luft im Wasser, der mittels einer längeren Entgasungsphase vor jeder Messung verringert werden konnte, was auch mir der Reproduzierbarkeit der Messung bestätigt wird. Der Luftgehalt im Prüfstandswasser wurde für einige Messreihen mit dem Brandtscher Apparat nach dem Van Slyke Prinzip [3] kontrolliert und lag allgemein unter 30 mg/l. Als Referenz ist anzumerken, dass bei Neufüllung des Prüfstand mit Frischwasser der Luftgehalt über 35 mg/l liegt.

4.4 Fehlerbetrachtung

4.4.1 Konventionelle Messtechnik

Die Messung einer physikalischen Größe ist grundsätzlich fehlerbehaftet. Je nach Ursache unterscheiden sich die Fehler in systematische (die in jeder Messung in gleicher Weise vorhanden sind) und zufällige Fehler. Die Ermittlung der Fehlergrößen erfolgt über die Angaben der Hersteller, denn kommerzielle Messgeräte besitzen i.d.R. eine Fehlerangabe, die sich auf den Messbereichsendwert (v.E.) oder den jeweiligen Messwert (v.M.) bezieht. Mit Hilfe der Statistik wird der zufällige Fehler berechnet. Je größer die Zahl der Wiederholungen ist, desto zuverlässiger wird die getroffene Aussage.

Einige systematische Fehler wie Linearitätsfehler, Empfindlichkeitsfehler, Nullpunktverschiebung und Ansprechempfindlichkeit wurden bei den experimentellen Untersuchungen im Rahmen der vorliegenden Arbeit durch verschiedene Maßnahmen minimiert: Kalibrierung, häufige Überprüfung und gegebenenfalls Korrektur der Nullpunktverschiebung. Als Fehler einer Messgröße wird schließlich die Summe aus unbekannten systematischen und zufälligen Fehlern bezeichnet. Mit den gemessenen Werten x_M , den systematischen Fehlern sowie der statistischen Verteilung aller Messwerte wird ein Fehlerwert Δx geschätzt. Der wahre Wert lautet dann:

$$x_w = x_M \pm \Delta x \quad (4.13)$$

Unter der Annahme, dass jeder aufgetretene Messwert einer Gauß'schen Häufigkeitsverteilung entspricht, ergibt sich der arithmetische Mittelwert \bar{x} (Gl. 4.14), der als wahrscheinlichster Wert für die wahre Größe x_w gilt.

$$\bar{x} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_{Mi} \quad (4.14)$$

Für die Bewertung der statistischen Zuverlässigkeit der einzelnen Messwerte kann die Standardabweichung σ herangezogen werden.

$$\sigma = \sqrt{\frac{1}{n-1} \left(\sum_{i=1}^n (x_{Mi} - \bar{x})^2 \right)} \quad (4.15)$$

Innerhalb der einfachen Standardabweichung ($\bar{x} \pm \sigma$) beträgt die statistische Sicherheit 68,27 %. Eine statistische Sicherheit von 68,27 % bedeutet, dass 31,73 % aller Messwerte außerhalb des Bereichs von $\pm 1 \sigma$ um den Mittelwert \bar{x} liegen. D.h. σ stellt ein Maß der Schwankungen der Werte dar. Für eine Messreihe sind die mittlere und maximale Standardabweichung für alle gemessenen Größen in Kapitel 5.6 angegeben.

Bei den Messungen werden die gesuchten Größen nicht direkt erfasst. Sie sind von mehreren Messgrößen abhängig. Der aus fehlerbehafteten Messgrößen errechnete Funktionswert ist wieder fehlerbehaftet; d.h. die Fehler pflanzen sich fort. Wenn f von n unabhängigen Messgrößen x_i abhängt, welche die Fehler Δx_i besitzen, ergibt sich ein Fehler Δf zu

$$\Delta f = \left[\sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial f(x_i)}{\partial x_i} \cdot \Delta x_i \right)^2 \right]^{1/2} \quad (4.16)$$

Dabei ist $f(x_i)$ die Funktion, mit der f von x_i abhängt. In der Gl. 4.16 zur Berechnung des mittleren Fehlers eines Funktionswertes ist berücksichtigt, dass sich die Fehler der einzelnen Messgrößen teilweise kompensieren. Um mit Sicherheit den wahren Wert mit den errechneten Fehlergrenzen einzuschließen und vor allem, wenn das Vorzeichen des Fehlers nicht bekannt ist, muss im ungünstigsten Fall von einem Maximalfehler Δf_{\max} (Gl 4.17) ausgegangen werden. Er wird besonders dann verwendet, wenn die einzelnen Messgrößen nicht durch mehrfache Erfassung abgesichert werden, die Berechnung der statistischen Sicherheit unmöglich oder wenig sinnvoll ist.

$$\Delta f_{\max} = \sum_{i=1}^n \left| \frac{\partial f(x_i)}{\partial x_i} \cdot \Delta x_i \right| \quad (4.17)$$

4.4.2 LDV Messtechnik

Anschließend werden die auftretenden Fehlerquellen bei den LDV Messungen analysiert. Es werden nur die systematischen Fehler beschrieben, da die zufälligen Fehler nach den schon vorher erwähnten statistischen Gesetzen berechnet werden. Die systematischen Fehlerquellen der LDV Messung sind aufgeteilt in solche, die sich auf die Messposition und in solche, die sich auf die gemessenen Geschwindigkeiten auswirken.

Geometrische Fehler können sowohl eine Verschiebung des Messpunktes als auch eine Verzerrung des Messvolumens verursachen, wenn es sich in dem letzten Fall um eine nicht symmetrische Eigenschaft handelt. Anschließend werden die bei diesen Messungen bekannten Fehlerquellen aufgelistet.

Geometrische Fehler werden verursacht, wenn:

- die Wandstärke des Plexiglasrohres von den Angaben abweicht oder über den Umfang variiert,
- eine Unrundheit des Rohres existiert, (Genauigkeitsangaben des Herstellers $\pm 0,45$ mm)
- Inhomogenitäten im Plexiglasrohr vorhanden sind, die den Strahlengang beeinflussen.

Ausrichtungsfehler entstehen bei:

- Der Bestimmung des Nullpunktes,
- Ungenauigkeit des Messschiebers ($\pm 0,02$ mm),
- Nicht senkrecht auf das Fenster auftreffenden Strahlen ($\pm 2^\circ$),
- Keiner parallelen Position der Strahlen zur gemessenen Strömungsrichtung.

Berechnungsfehler können auftreten, wenn:

- der Brechungsindiz von Wasser und Plexiglas durch Temperaturschwankungen sich ändert ($\pm 0,005$),
- die Angaben der Wellenlänge der Lasers und die Brechungsindizes aus verschiedenen Quellen variieren ($\lambda_{\text{Laser}} = 514 - 514,5$ und $n_{\text{Wasser}} = 1,33 - 1,333$).

Die Fehler wurden minimiert, indem der Nullpunkt öfters und von verschiedenen Personen ermittelt wurde. Die Strahlen wurden an der Oberfläche des Plexiglases reflektiert, daher war es nötig eine Maske auf der Linse zu befestigen, um Überblendungen zu vermeiden. Mit dieser Maske war es möglich die Strahlen so einzustellen, dass mittig auf der Maske die reflektierten Strahlen auftraten und somit die Orthogonalität und Parallelität gesichert waren.

Maximale Fehler, die auf die Messposition einwirken und die für die Messungen ausgerechnet werden konnten, sind in Tabelle 4.4 aufgelistet. Dafür wurden angegebene, ermittelte und abgeschätzte Grenzwerte in das Programm zur Berechnung der Messposition eingegeben und die maximal entstandenen Abweichungen des Punktes ausgerechnet. Die in Klammern angegebenen Werte geben zu jedem Punkt den Ausgangswert, bzw. Grenzwert an.

Es kann im extremen Fall ein Fehler von ca. 1 mm der Messposition entstehen. Dabei ist anzumerken, dass es sich um einen Maximalfehler handelt und mit den schon erwähnten Maßnahmen dieser minimiert worden ist.

Tabelle 4.4: Fehler bei LDV Messungen.

	Fehlerquelle	Maximale Größe des Fehlers [mm]
1	Wandstärke und Unrundheit des Plexiglasrohres (Hersteller Angaben $\pm 0,45$ mm)	$\pm 0,4$
2	Strahlen treffen nicht senkrecht auf das Fenster ($\pm 2^\circ$)	$\pm 0,02$
3	Variation der Brechungsindizes durch Temperaturschwankungen ($\pm 0,005$)	$\pm 0,2$
4	Angaben über die Wellenlänge der Lasers und die Brechungsindizes	$\pm 0,1$
5	Ungenauigkeit des Messschiebers ($\pm 0,02$ mm)	$\pm 0,04$
6	Fehler beim Bestimmen des Nullpunktes	$\pm 0,2$
		$\Sigma_{\text{max}} = \pm 0,96$

5 Experimentelle Ergebnisse

Dieses Kapitel befasst sich mit der Auswertung und Darstellung der gemessenen Daten. Als erstes werden die mit LDV aufgenommenen Geschwindigkeitsfelder vor dem Pumpensaugstutzen vorgestellt. Mit diesen Ergebnissen ist es möglich, die Eigenschaften der in die Pumpe eintretenden Strömung zu veranschaulichen. Danach werden charakteristische und Kavitationskennlinien der Maschine dargestellt und anschließend die Schwingungswegmessungen für die sieben Störungsvarianten beschrieben.

5.1 Ergebnisse der LDV Messungen

Die Geschwindigkeitskomponenten c_m (axial) und c_u (umfang) werden am Ausgang des Krümmers nach einer Distanz L ($0D$, $2D$ und $5D$) direkt vor dem Saugstutzen der Pumpe gemessen. Die gemessenen Geschwindigkeitsfelder werden von der Pumpe aus gesehen als 2-D Grafiken dargestellt, wie in Abbildung 5.1 zu sehen. In den Grafiken dienen die X- und Y-Koordinaten zur Angabe der Position bezogen auf den Innenradius. Die Position $[0,0]$ entspricht dem Mittelpunkt des Rohres. Die Axialkomponente, bezogen auf die mittlere Geschwindigkeit \bar{c} , wird mit Hilfe einer Farbskala dargestellt, die Umfangskomponente in der Form von Vektoren und Konturlinien.

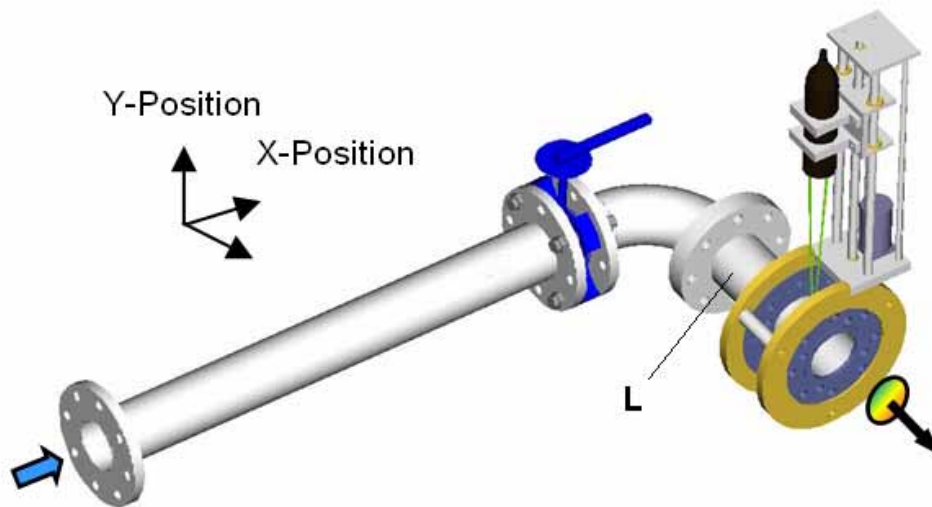


Abbildung 5.1: Schema der Geschwindigkeitsprofilmessung.

5.1.1 Volumenintegration

Die Geschwindigkeitsmessung mittels LDV wird mit Hilfe der Volumenintegration (siehe Gl. 5.1) mit dem vom MID gemessenen Volumenstrom verglichen. Diese Rechnung wird für die verschiedenen Störungen im Bestpunkt durchgeführt und wird als Prozent des mit dem MID gemessenen Volumenstroms angegeben (siehe Abbildung 5.2).

$$\dot{V}_{LDV} = \int_A \vec{c} \cdot d\vec{A} \Rightarrow \sum_{k=1}^n c_{mk}^* dA_k \quad (5.1)$$

Gesamte integrierte Fläche des Rohrquerschnittes: $A_{tot} = 0.0079 \text{ m}^2$

Gemessener Volumenstrom: $\dot{V}_{MID} = 127 \text{ m}^3/\text{h}$

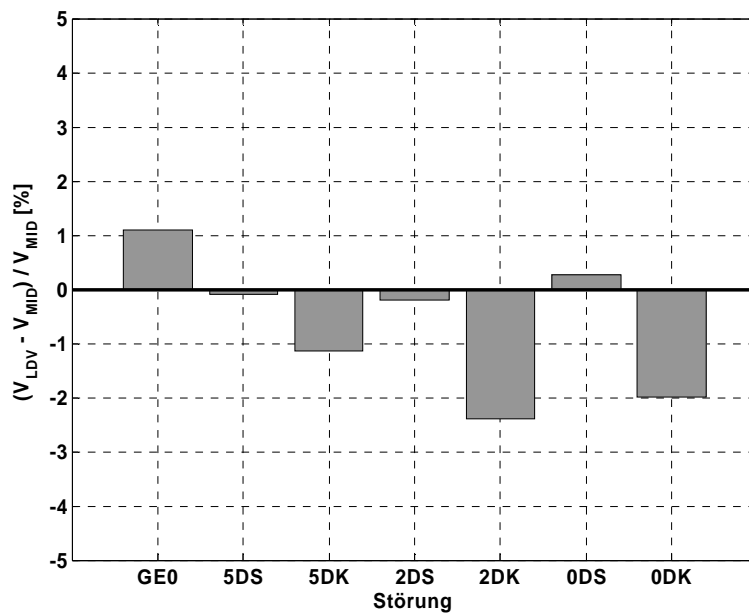


Abbildung 5.2: Differenzen zwischen Volumenintegration und –messung.

Die Fehler, die sich bei dieser Berechnung ergeben, sind minimal und liegen bei allen Störungen unter 3 %. Damit bestätigt sich die gute Qualität der LDV Messungen, die bereits mit der Gegenüberstellung mit theoretischen Geschwindigkeitsprofilen festgestellt wurde (siehe Abbildung 4.8).

5.1.2 Unabhängigkeit vom Betriebspunkt

Die Messungen der Geschwindigkeitsprofile vor der Pumpe sollten für jede Zuströmvariante für drei verschiedene Betriebspunkte durchgeführt werden. Nachdem sich zeigte, dass die dimensionslosen Ergebnisse sowohl der Axial- als auch der Umfangskomponente für alle Betriebspunkte nahezu identisch waren, wurde das Geschwindigkeitsprofil für jede Störung nur im Bestpunkt gemessen. Es kann davon ausgegangen werden, dass sich die Strömung im dem gesamten analysierten Betriebsbereich gleich verhält. Diese Untersuchung wurde nicht nur für die „gerade Leitung“, sondern auch für die Variante 0DK durchgeführt. Der Vergleich der verschiedenen Betriebspunkte des „0DK-Fall“, bezogen auf die jeweilige mittlere Axialgeschwindigkeit, ist in Abbildung 5.3 für $q = 0.8, 1.0$ und 1.2 ausgeführt. Die Übereinstimmung der Geschwindigkeitsprofile im Eintritt verschiedener Betriebspunkte wurde auch von Jäger [16] an den Kühlmittelpumpen gefunden.

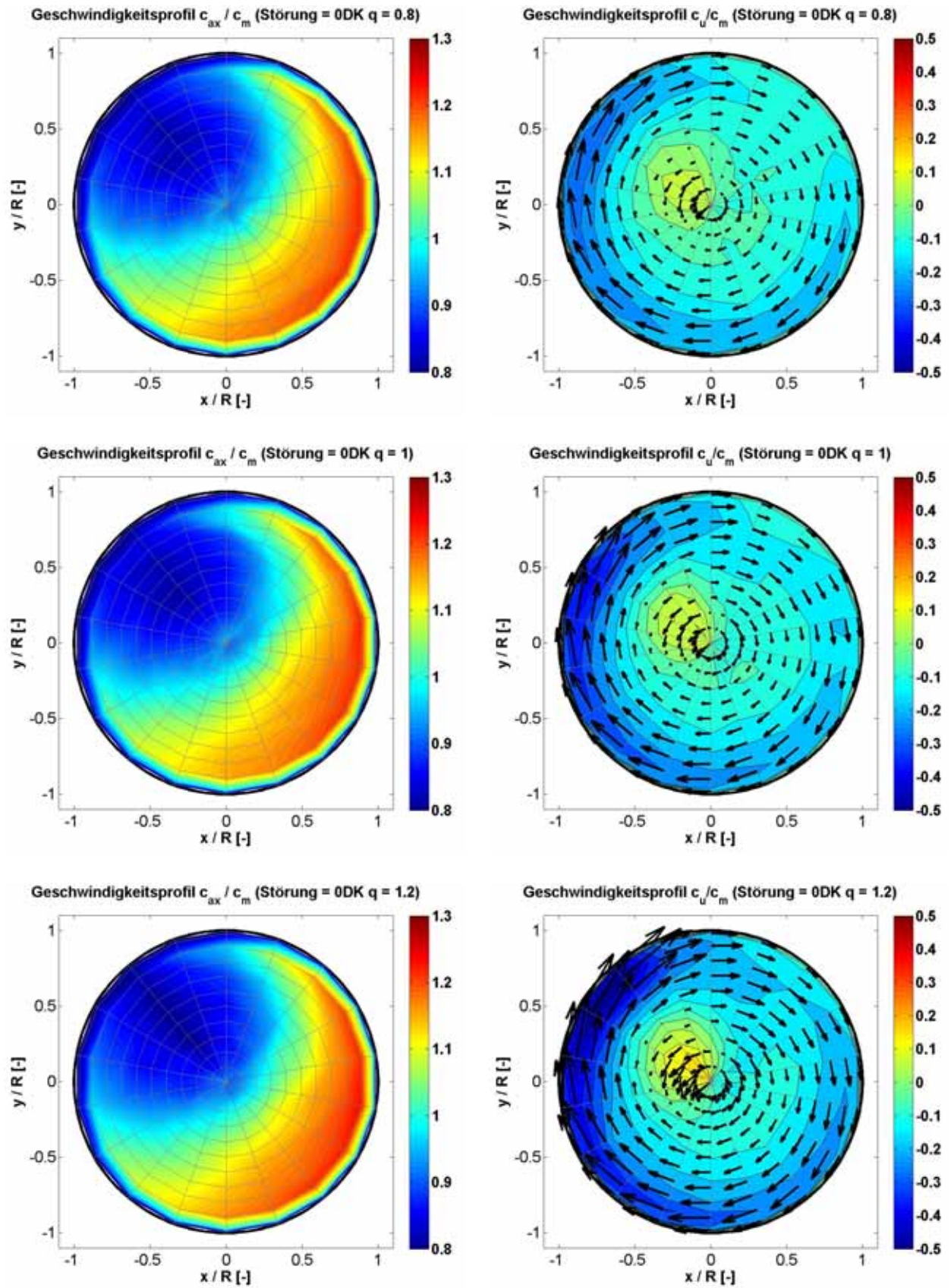


Abbildung 5.3: Vergleich der Strömungsprofile $q = 0.8, 1.0$ und 1.2 für 0DK.

5.1.3 Referenzmessung: Gerade Leitung

Als Referenzmessung wird als erstes das Strömungsprofil der geraden Leitung gemessen. Die Farbskala ist zwischen 0.8 und 1.3 c_m eingestuft worden, damit kleine Änderungen besser zu erkennen sind. Allgemein wurde die Axialkomponente des Geschwindigkeitsprofils 3-D ausgewertet (siehe Abbildung 5.4), doch zur Analyse werden sie im Folgenden in 2-D-Darstellung wiedergegeben, wobei die rechte Seite ($x / R = 1$) der Krümmeraußenseite entspricht.

In Abbildung 5.5 ist die Axialkomponente zusammen mit deren Turbulenzintensität aufgezeichnet, in Abbildung 5.6 die Umfangskomponente der geraden Leitung. Das gemessene Profil weicht in Axialrichtung geringfügig von dem idealen Profil ab, da das Maximum sich in vertikaler Richtung leicht nach unten verschiebt. Die gemessenen Turbulenzintensitäten halten sich mit unter 10 % im Rahmen einer gewöhnlichen turbulenten Strömung.

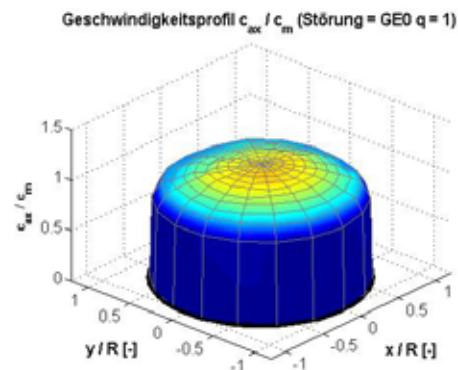


Abbildung 5.4: 3-D Geschwindigkeitsprofil c_m .

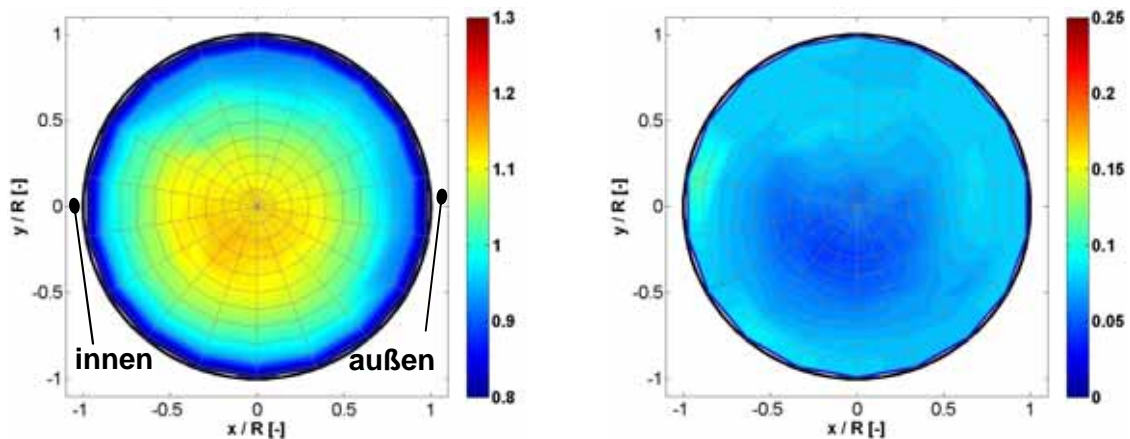


Abbildung 5.5: Axialkomponente und deren Turbulenzintensität GE.

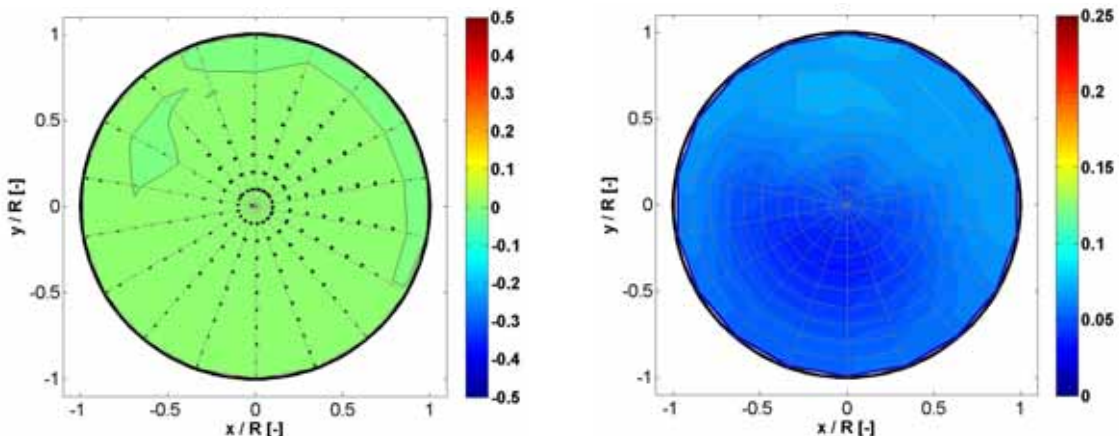


Abbildung 5.6: Umfangskomponente und deren Turbulenzintensität GE.

5.1.4 Axialkomponente der Geschwindigkeit: Störungsvariante „S“

Abbildung 5.7 zeigt die Ergebnisse der mittels LDV gemessenen Axialkomponente der Geschwindigkeit für die Variante „S“ (senkrecht zur Krümmerebene eingebauten Klappe). Die Spalten geben die Distanzen $L = 0D$, $2D$ und $5D$ an. In der ersten Zeile werden die gemessenen Geschwindigkeiten, in der zweiten deren nach Gl 4.5 berechnete lokale Turbulenzintensitäten gezeigt.

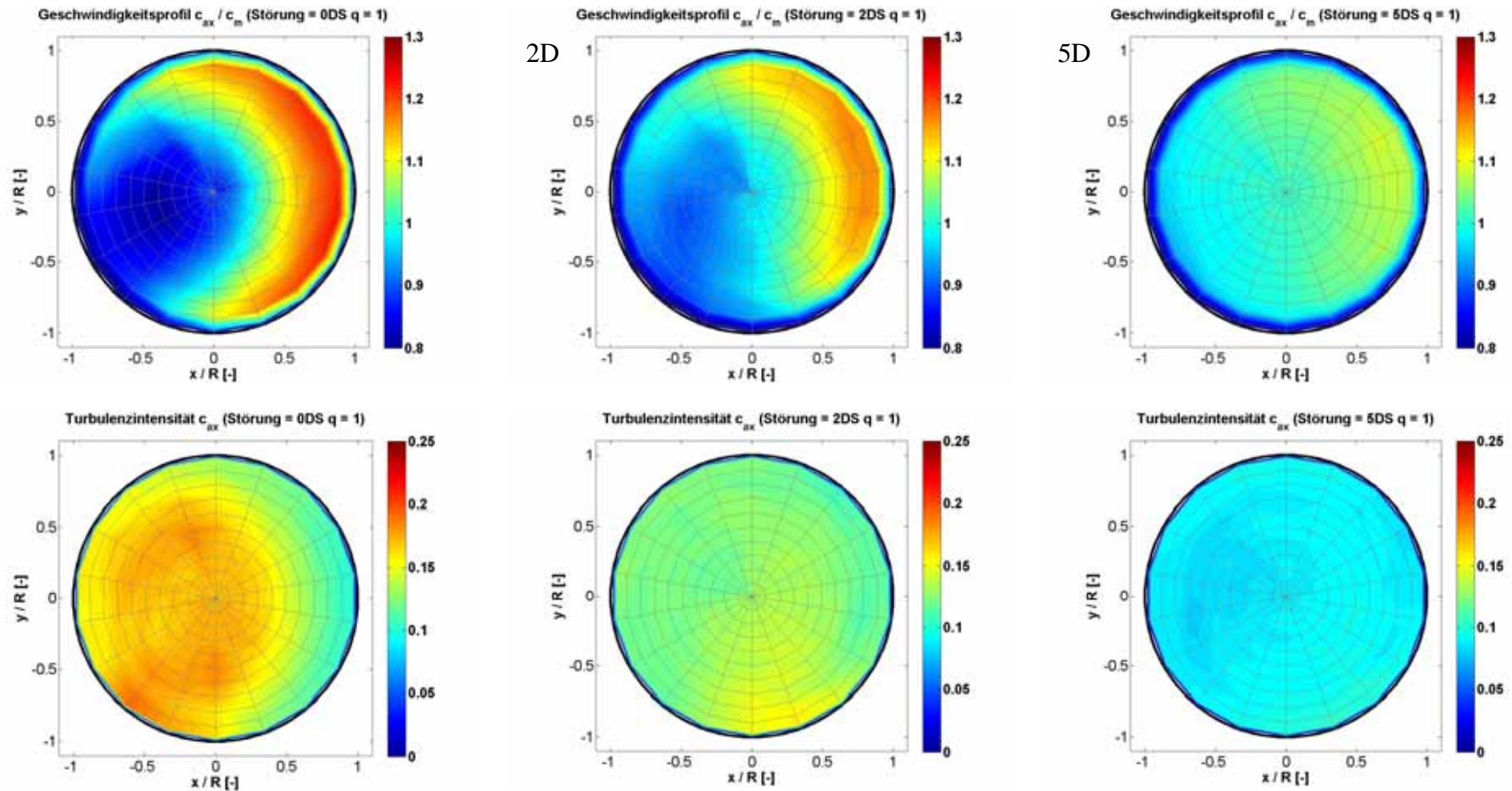


Abbildung 5.7.: Geschwindigkeitsmessung Variante „S“. Zeile 1: Axialkomponente, Zeile 2: Relative Standardabweichung.

5.1.5 Umfangskomponente der Geschwindigkeit: Störungsvariante „S“

Abbildung 5.8 zeigt die Ergebnisse der mittels LDV gemessenen Umfangskomponente der Geschwindigkeit für die Variante „S“. Die Spalten geben die Distanzen $L = 0D$, $2D$ und $5D$ an. In der ersten Zeile werden die gemessenen Geschwindigkeiten, in der zweiten deren nach Gl 4.5 berechnete lokale Turbulenzintensitäten gezeigt.

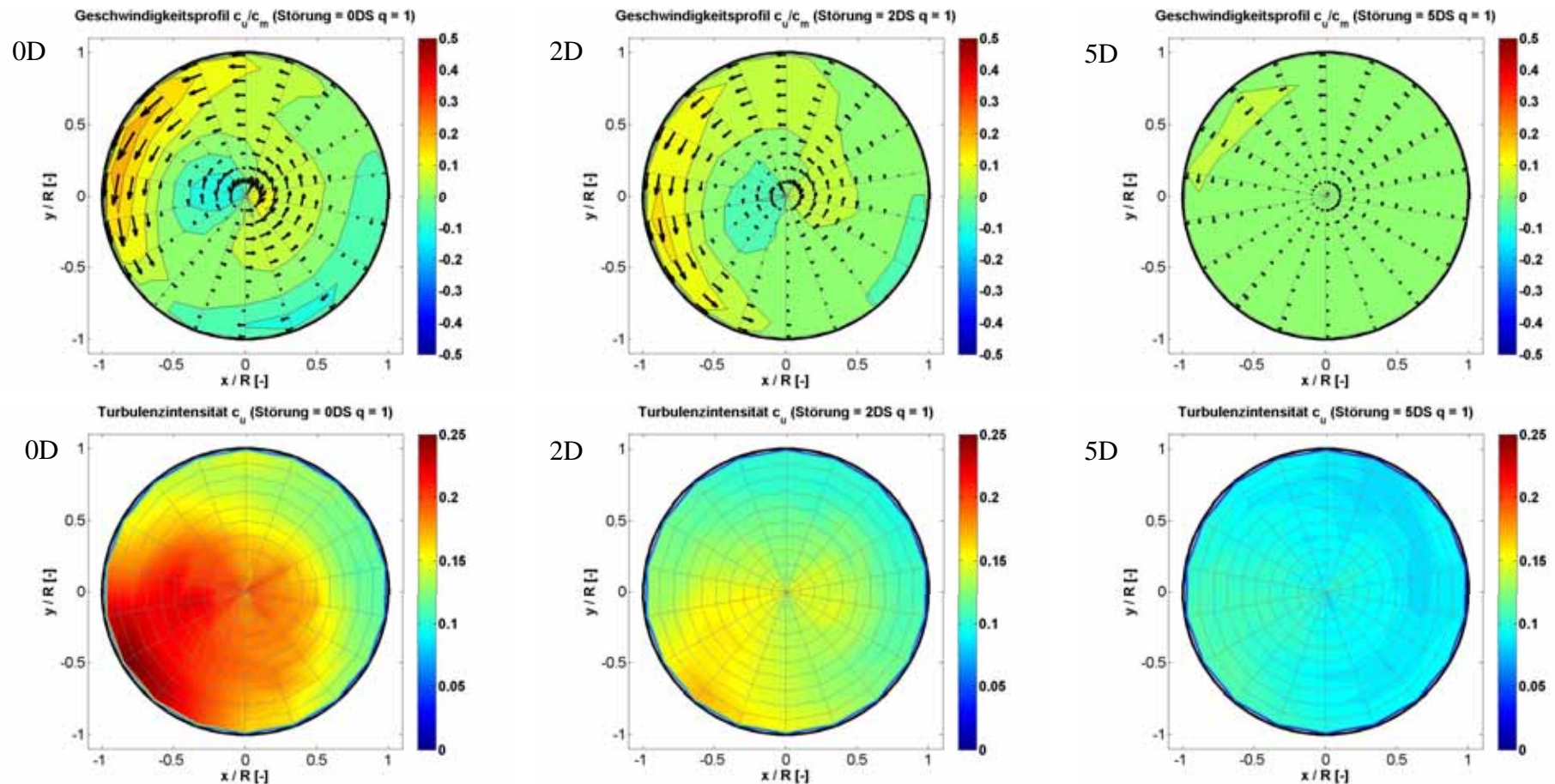


Abbildung 5.8: Geschwindigkeitsmessung Variante „S“. Zeile 1: Umfangskomponente, Zeile 2: Relative Standardabweichung.

5.1.6 Axialkomponente der Geschwindigkeit: Störungsvariante „K“

Abbildung 5.9 zeigt die Ergebnisse der gemessenen Geschwindigkeiten der in Krümmerebene eingebauten Klappe (Variante „K“). Analog zur vorigen Darstellung werden in den Spalten die Distanzen $L = 0D$, $2D$ und $5D$ und in den Zeilen erstens die Axialkomponente und zweitens deren nach Gl. 4.5 ermittelte Turbulenzintensitäten dargestellt.

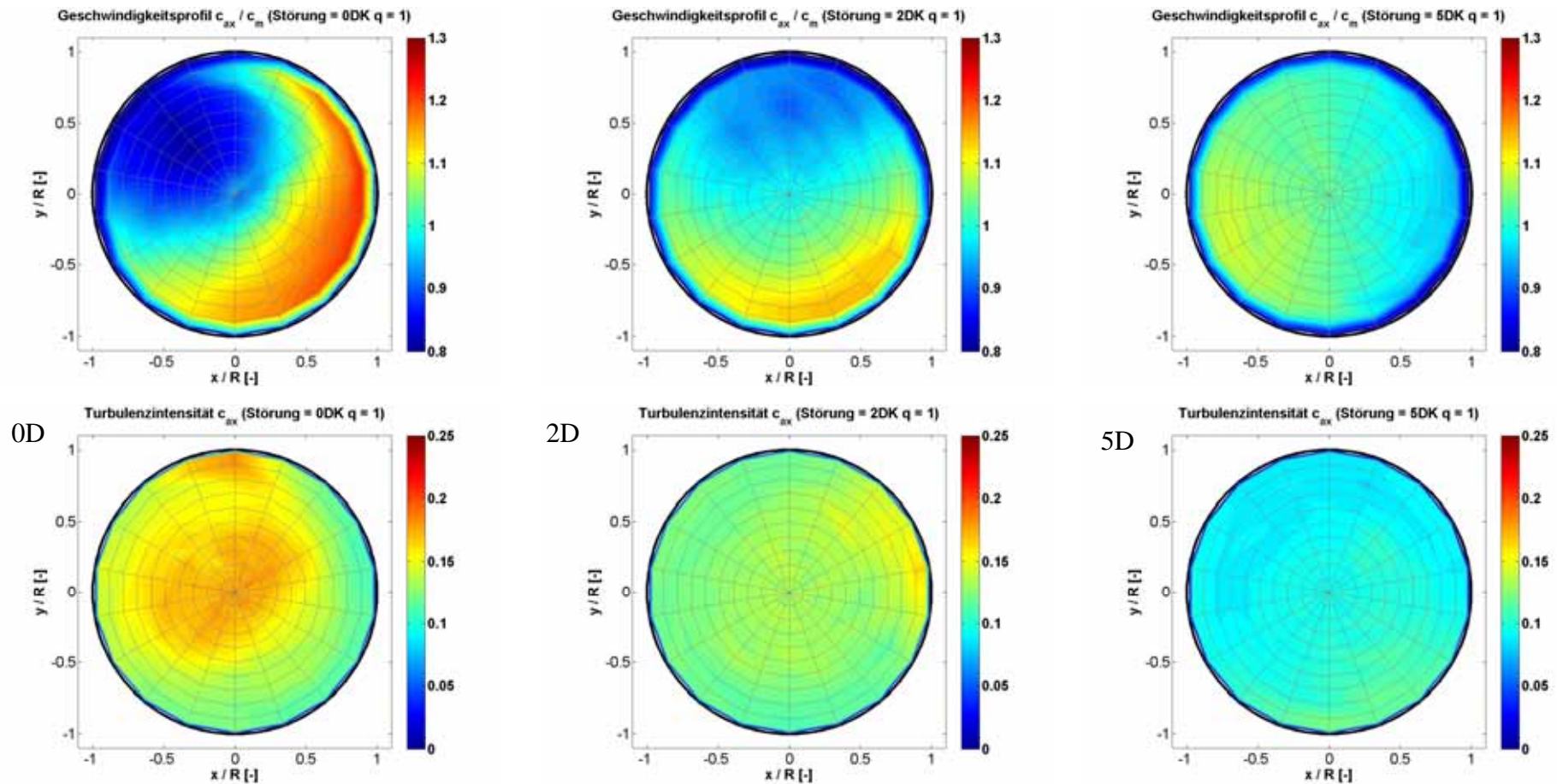


Abbildung 5.9: Zeile 1: Geschwindigkeitsmessung Variante „K“. Zeile 1: Axialkomponente, Zeile 2: Relative Standardabweichung.

5.1.7 Umfangskomponente der Geschwindigkeit: Störungsvariante „K“

Die gemessenen Umfangsgeschwindigkeiten und deren berechnete Turbulenzintensitäten werden in Abbildung 5.10 für die Variante „K“ dargestellt.

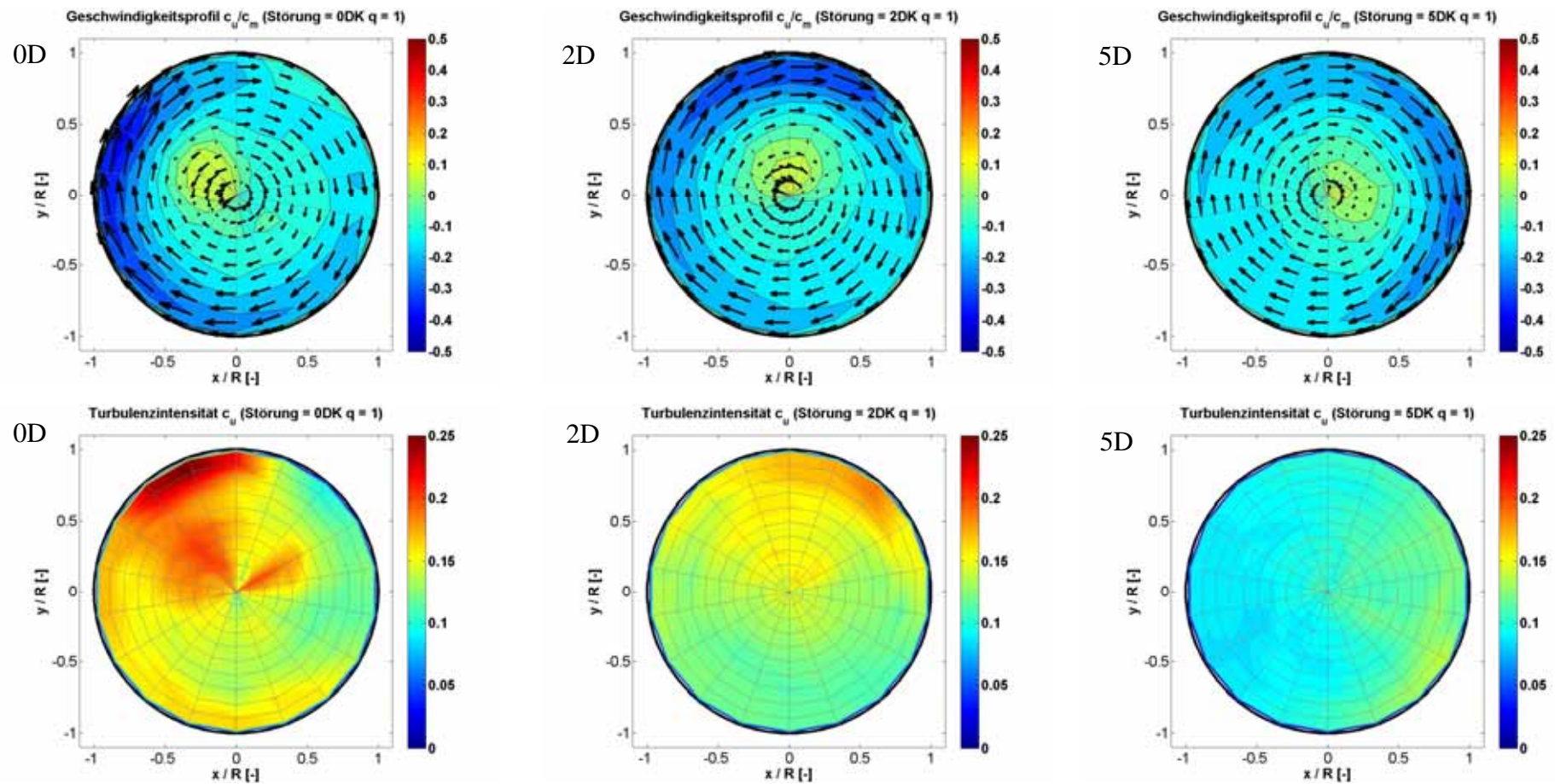


Abbildung 5.10: Geschwindigkeitsmessung Variante „K“. Zeile 1: Umfangskomponente, Zeile 2: Relative Standardabweichung.

5.1.8 Analyse der LDV-Messergebnisse

Bei den gemessenen **Axialkomponenten** der Geschwindigkeit fällt auf, dass unmittelbar nach beiden Störungen eine Verzerrung des Feldes vorkommt, die ihre Maximalwerte nahe der Krümmeraußenwand hat. Außerdem liegt bei der Variante mit senkrecht eingebauter Klappe das Maximum der Axialgeschwindigkeit bei Variation der Distanz L jeweils an gleicher Stelle. Bei der Variante „K“ ist zu erkennen, dass dieses Maximum sich mit zunehmender Distanz L in Drallrichtung (Lauftraddrehrichtung) verschiebt, d.h. am Austritt des Krümmers liegen die Maximalwerte an der Außenseite des Krümmers, wandern jedoch stromabwärts zur inneren Seite hin. Die Verzerrung des axialen Profils ist in beiden Fällen nach $5D$ weitgehend vergleichmäßig, sogar gleichmäßiger als bei der geraden Leitung. Die Schwankungen der axialen Messgrößen sind in den Bereichen der kleineren Geschwindigkeiten mit 20 % am höchsten, was nicht einer gewöhnlichen turbulenten Strömung entspricht, sondern eher auf Ablösungsgebiete oder starke Schwankungen hindeutet. Auch diese Werte nehmen mit der Distanz ab und betragen nach $5D$ nur noch ca. 10 %. Die Turbulenzintensitäten der Axialkomponente sind bei beiden Varianten ähnlich, doch das Gebiet der senkrecht zur Krümmerebene eingebauten Klappe ist etwas größer.

Bei den **Umfangskomponenten** bewirkt die senkrecht eingebaute Klappe keine großen Geschwindigkeiten. Es sind auf der Krümmerinnenseite größere Umfangskomponenten im Gegensinn zur Drehrichtung der Pumpe zu beobachten die nach $5D$ verschwinden. Teilweise sind zwei Wirbelzentren zu erkennen.

Ist die Klappe dagegen in der Ebene des Krümmers eingesetzt, baut sich ein heftiger exzentrischer Drall im Pumpendreh Sinn über den ganzen Querschnitt auf, der auch nach $5D$ nicht abklingt. Die Gebiete maximaler Umfangskomponenten fallen mit denen der kleinsten axialen Komponenten zusammen, sodass diese bei dieser Variante auch stromab in Drehrichtung der Pumpe wandern.

Bei den **Turbulenzintensitäten** sind in den Bereichen der großen Umfangskomponenten auch die bedeutendsten Schwankungen von bis zu 25 % zu beobachten, die sich aber nach $5D$ wieder auf ca. 10 % reduzieren. Die Gebiete hoher Turbulenz sind jeweils am inneren Krümmungsradius zu beobachten. Bei der „S“-Variante sind diese unterhalb der Krümmungsebene, für die „K“-Variante oberhalb platziert.

Die gemessenen Geschwindigkeitsfelder können mit Hilfe der in Kapitel 2.4 und 2.5 beschriebenen Kennzahlen charakterisiert werden. In den Abbildungen 5.11 bis 5.14 werden die nach Gl. 2.17 – 2.19 berechneten massengewichtete Axial-, Total -, Umfangs - und Absolutgeschwindigkeiten normiert mit der volumetrisch gemittelten Geschwindigkeit der verschiedenen Varianten aufgezeichnet. Zu beachten, ist dass die Totalgeschwindigkeit nur mit den gemessenen Axial- und Umfangskomponenten berechnet wird. Die Radialkomponente wurde in dieser Berechnung vernachlässigt, da sie nicht gemessen worden ist.

Es ist in Abbildung 5.11 zu erkennen, dass in beiden Varianten die Axialverzerrung unmittelbar nach der Störung ($L/D = 0$) die selbe Größenordnung (ca. 1.6 %) hat und dass sich diese, wie erwartet, mit zunehmender Distanz verringert. Die J_{ma} -Werte sind ab $2D$ nach der Störung niedriger als die der geraden Leitung (voll ausgebildetes turbulentes Profil). Dies deutet darauf hin, dass die Störung als Vergleichmäßigungsmechanismus des

Axialgeschwindigkeitsprofils wirkt. Dieser Effekt wird deutlich an Abbildung 5.12 wo axialer Impulsstrom und Drallimpulsstrom aufsummiert und für alle Varianten aufgezeichnet sind. Die Werte der geraden Leitung zeigen keine Abweichung zwischen Total- und Axialgeschwindigkeit, da diese Strömung als ideale Anströmung keine, bzw. nur eine minimale Umfangskomponente besitzt. Es ist auch deutlich zu erkennen, dass die Variante „K“ höhere Totalgeschwindigkeitsverhältnisse besitzt wegen der starken aufsummierten Umfangskomponenten, und dass diese auch nach 5D viel stärker als bei der geraden Leitung sind.

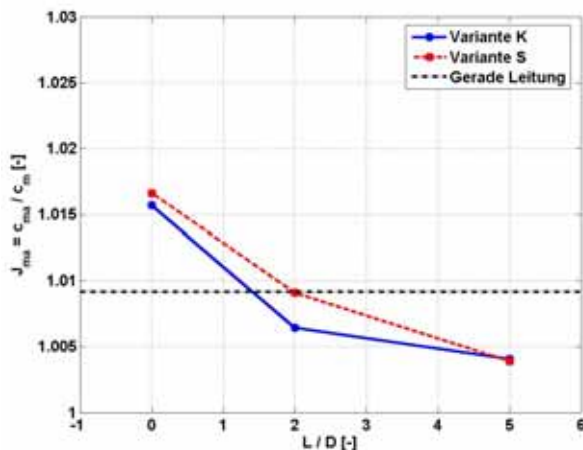


Abbildung 5.11: Axialgeschwindigkeitsverhältnis der verschiedenen Varianten.

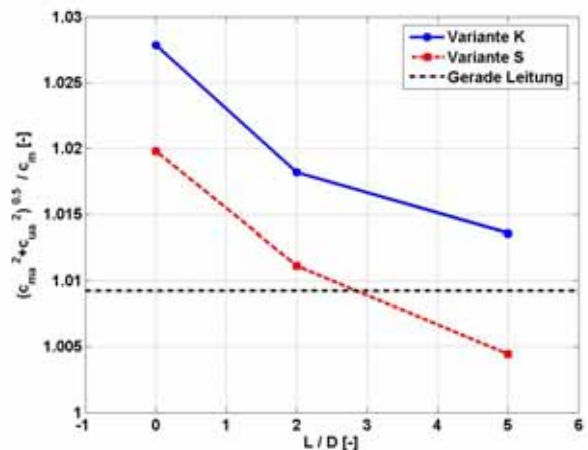


Abbildung 5.12: Totalgeschwindigkeitsverhältnis der verschiedenen Varianten.

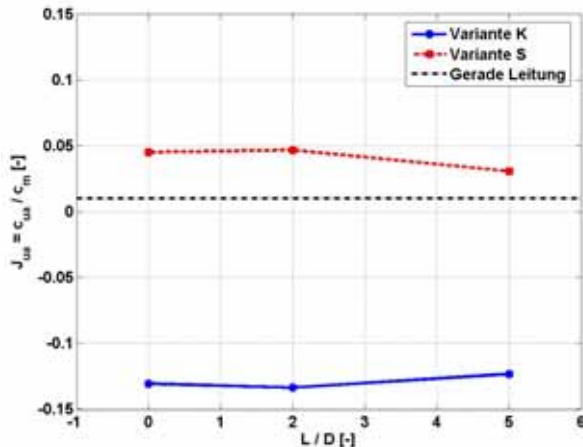


Abbildung 5.13: Umfangsgeschwindigkeitsverhältnis der verschiedenen Varianten.

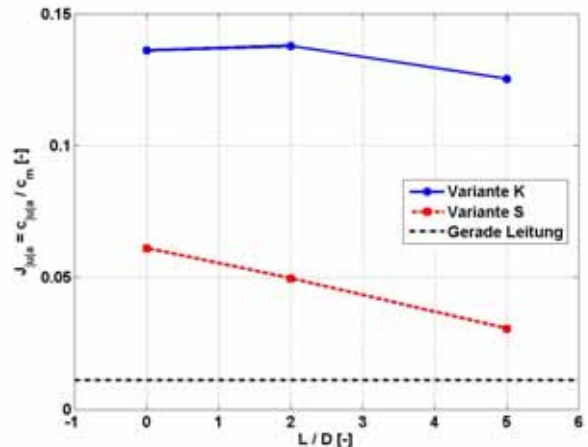


Abbildung 5.14: Absolutumfangsgeschwindigkeitsverhältnis der verschiedenen Varianten.

Bei der Variante „K“ sind höhere Umfangsgeschwindigkeiten als bei der Variante „S“ zu erkennen (Abbildung 5.13), wie schon aus den Isotachen (Abbildung 5.8 und Abbildung 5.10) zu erkennen ist. Außerdem kann sich aus dem Vorzeichen des J_{ua} -Wertes die Richtung des Dralles bestimmen, die im Falle der „K“-Variante zur Pumpendrehrichtung gleich ist. Bei der Variante „K“ sieht man in Abbildung 5.14, dass die Absolutumfangsgeschwindigkeit nicht stark vom Absolutwert der Umfangsgeschwindigkeit abweicht was einen eindeutigen einseitigen Drall darstellt. Bei der Variante „S“, im Gegensatz, sind Abweichungen bei diesen Werten zu erkennen, was auf die Existenz von entgegengesetzten Wirbeln hindeutet.

Dies ist die Ursache, warum die Umfangskomponente bei der Variante „S“ mit zunehmender Distanz L auch schneller abklingt.

In der Abbildung 5.15 sind die nach Gl. 2.16 berechnete Asymmetriezahl und das Asymmetriezentrum dargestellt. Erstens ist der Abfall des Betrages der Asymmetriezahl beider Varianten mit zunehmender Distanz zu erkennen, d.h. dass der Schwerpunkt der Massenstromverteilung sich zum Rohrzentrum bewegt. Die kleine Asymmetrie der geraden Leitung (0.5 % des Rohrradius) kann von der folgenden Rippe, von den Rohrleitungsunebenheiten und/oder Messungenauigkeiten verursacht werden. Die Asymmetrie beider Störungen, „S“ und „K“, fällt nach einer Distanz $5D$ unter 1% und nähert sich linear, bzw. asymptotisch an die gerade Leitung an (Abbildung 5.15 links). In Abbildung 5.15 (rechts) ist klar zu erkennen, dass sich das Gebiet der höheren Geschwindigkeiten in Richtung des Außenradius (0°) des Krümmers verschoben ist, jedoch nicht in der Krümmerebene liegt, was schon die Geschwindigkeitsfelder zeigten. Das Asymmetriezentrum bleibt mit zunehmender Distanz für die Variante „S“ in diesem Gebiet, doch für die Variante „K“ wandert es mit zunehmender Distanz und im Uhrzeigersinn zur inneren Position (180°) der Rohrkrümmung.

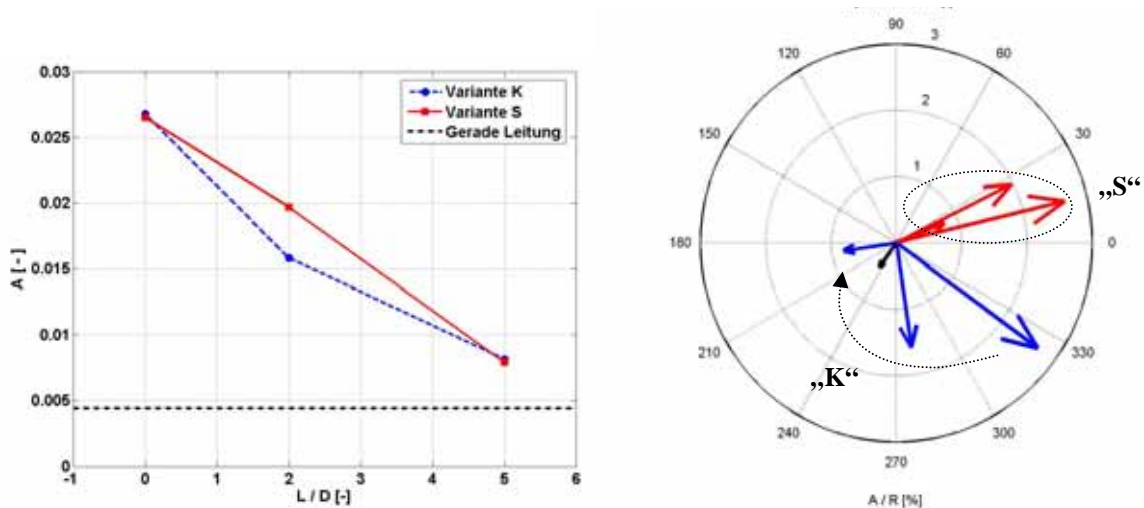


Abbildung 5.15: Asymmetriezahl und Asymmetriezentrum.

In Abbildung 5.16 wird die Kennzahl des Dralls (Gl. 2.20) aufgezeichnet. Der auch Swirl Faktor genannte Wert ist ein Maß für das Verhältnis der Fliehkräfte zu den axialen Trägheitskräften. Da dieser Wert keine neue Erkenntnis für die Charakterisierung der im dieser Arbeiten analysierten Größen liefert, wird er nicht weiter verwendet.

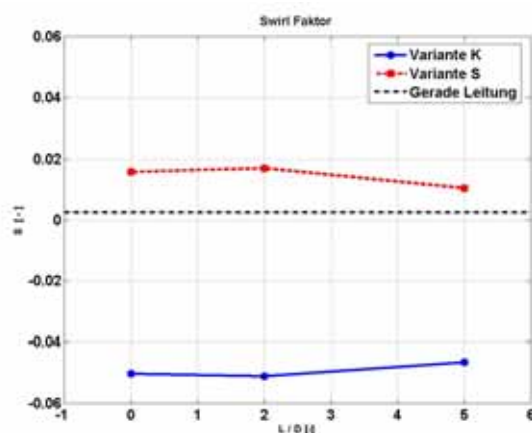


Abbildung 5.16: Drallfaktor.

Die nach Gl. 4.5 ermittelten **Turbulenzgrade** der Messungen sind in Abbildung 5.17 zu erkennen. Die Strömung durch die gerade Leitung zeigt einen Turbulenzgrad von ca. 6 %. Die Variante mit senkrecht eingebauter Klappe hat einen am Austritt des Krümmers ($L/D = 0$) etwas höheren Turbulenzgrad als die „K“-Variante, der aber mit zunehmender Distanz schneller als bei dieser abnimmt. Nach der Störung erfährt die Strömung eine Erhöhung der Schwankungen von ca. 10 % des c_m -Wertes. Diese spielen sich nach ca. 15 D auf 6 % ein.

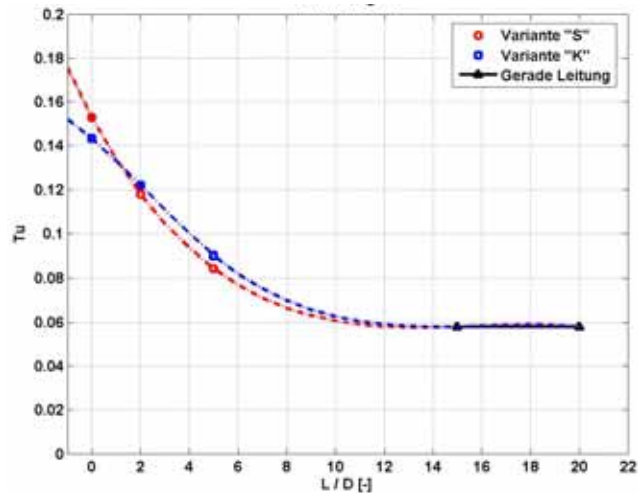


Abbildung 5.17: Turbulenzgrad der Störungen

5.2 Kennlinien

Wie schon in Kapitel 2.2 beschrieben wird bei der Ermittlung der Förderhöhe die energetische Mittelwertbildung der Axialgeschwindigkeit am Eintritt berücksichtigt. Um einen Einblick auf diesen Einfluss zu bekommen wird in Abbildung 5.18 der nach Gl. 2.6 berechnete E_m -Wert für jede Störung gezeigt. Es ist zu beobachten, dass nach der energetischen Betrachtung eine um 2,5 % erhöhte Geschwindigkeit am Eintritt der Pumpe besteht, die quadratisch in die Förderhöhengleichung eingeht und somit deren dynamischen Anteil erhöht. Die Förderhöhe ist daher für diesen Fall der gestörten Anströmung geringer als die mit c_m berechnete, da mehr Energie in die Pumpe einströmt. Abbildung 5.19 zeigt den Einfluss auf die Berechnung der Förderhöhe über den Volumenstrom für den extremen Fall, wo die Störung ohne Zwischenstück ($L = 0$) eingebaut ist und $E_m = 1.025$ ist. Die Förderhöhe wird im Bestpunkt 0,25 % zu hoch berechnet. Geht man von einer Ähnlichkeit zwischen den Strömungen im Bereich um den Bestpunkt aus ($q = 0.8$ bis 1.2), was auch in Kapitel 5.1.2 bewiesen werden konnte, ist es möglich die Einflüsse auf die Kennlinie der Förderhöhe für diese Störung mittels Abbildung 5.19 abzuschätzen.

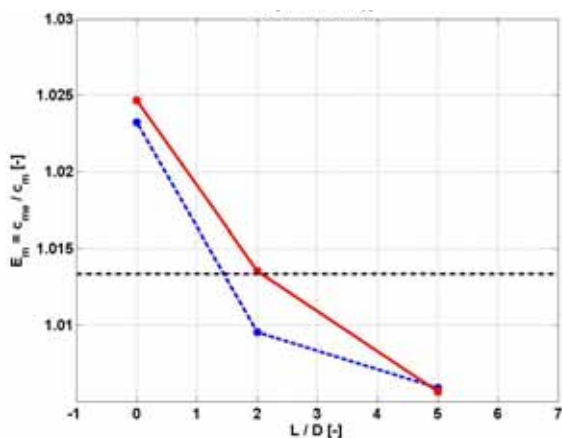


Abbildung 5.18: Energetisch gemittelte Axialgeschwindigkeit.

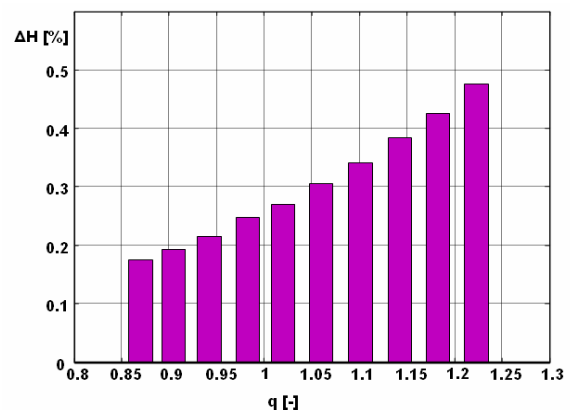


Abbildung 5.19: Einfluss auf die Förderhöhenberechnung (0DK)

Die nach Kapitel 2.2 ermittelten Kennlinien der **Förderhöhe** werden für die untersuchten Varianten in Abbildung 5.20 gezeigt. Für die Fälle, in denen die Klappe in Krümmerebene eingebaut ist, ist eine Veränderung der Kennlinie deutlich zu erkennen. Die Differenzen machen sich erst bei Fördergraden über 0.6 bemerkbar und steigen mit dem Fördergrad (q) an. Die Förderhöhenkennlinien der Varianten mit senkrecht eingebauter Klappe entsprechen weitgehend der des Referenzfalls (gerade Leitung).

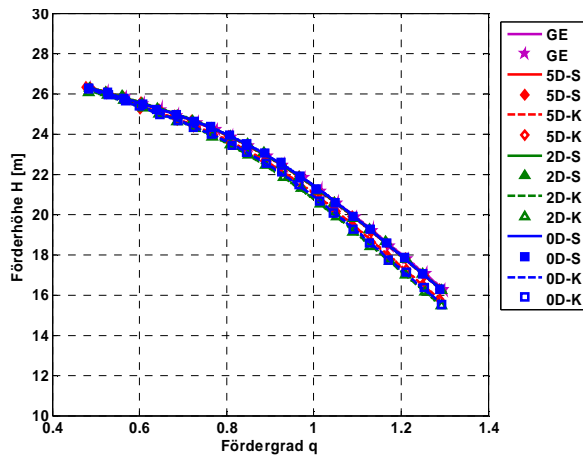


Abbildung 5.20: Förderhöhenkennlinien für verschiedene Zuströmungen.

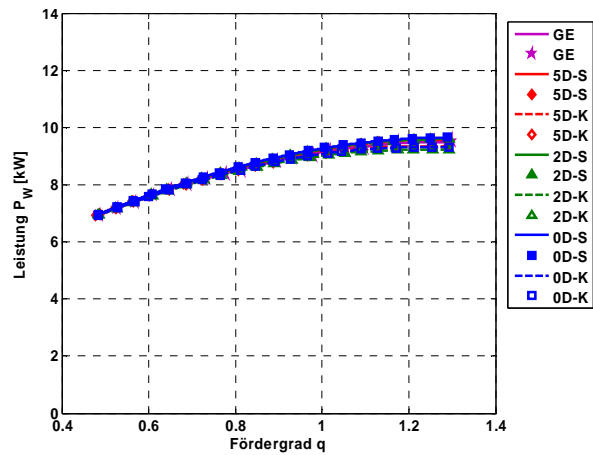


Abbildung 5.21: Wellenleistungskennlinien für verschiedene Zuströmungen.

Die **Wellenleistung** in Abhängigkeit vom Volumenstrom zeigt Abbildung 5.21. Hier ist zu erkennen, dass bei der Variante „K“ mit steigendem Volumenstrom eine deutlich geringere Leistung aufgenommen wird. Außerdem ergibt sich bei der senkrechten Klappenvariante ein kleiner Anstieg der Leistungsaufnahme gegenüber der geraden Leitung.

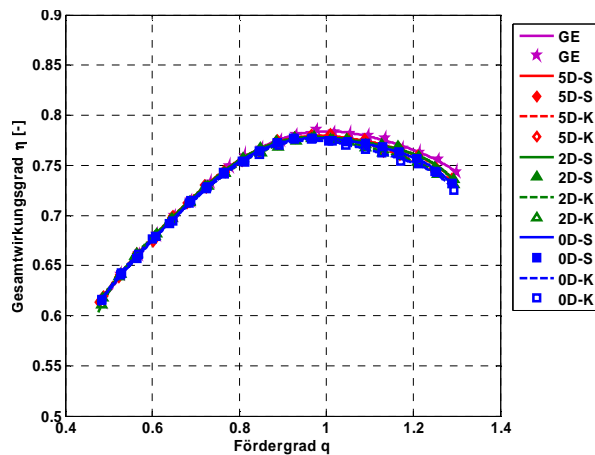


Abbildung 5.22: Wirkungsgradkennlinien für verschiedene Zuströmungen.

In Abbildung 5.22 ist der **Wirkungsgrad** aufgezeichnet, wobei klar zu erkennen ist, dass die gerade Leitung eine obere Einhüllende der anderen Wirkungsgradlinien darstellt. D.h. in allen Fällen ist eine Verschlechterung des Wirkungsgrades zu erwarten. Wie groß diese Änderungen sind, wird deutlich, wenn die Kennwerte auf die gerade Leitung bezogen werden (siehe Abbildung 5.23).

In Abbildung 5.23 (oben) sind klar die größeren Einbußen der **Förderhöhe** für die in Krümmerebene eingebaute Klappe (K) zu erkennen, die mit Erhöhung des Fördergrads kontinuierlich ansteigen. Eine Verlängerung der Zwischendistanz hat eine positive Auswirkung, die Einbuße kann von 2D zu 5D zwischen 1 und 1.5 % gesenkt werden. Zwischen den Distanzen 2D und 0D sind keine großen Änderungen zu erkennen.

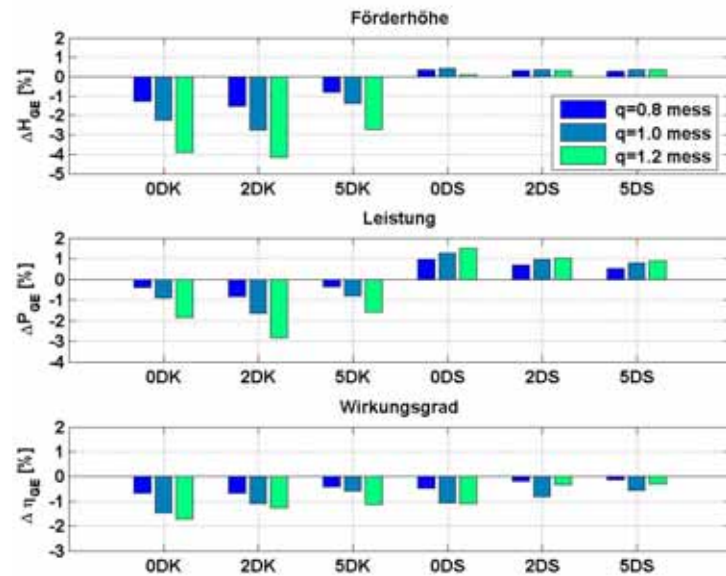


Abbildung 5.23: Kennwertevergleich

Die Varianten mit senkrechter Klappe haben im Überlastbetrieb $q = 1.2$ sogar eine Erhöhung der Förderhöhe zur Folge, die jedoch in der Genauigkeit der Messung liegt und daher für die Untersuchung nicht in Betracht gezogen werden kann.

Die **Leistungsänderung** (Abbildung 5.23, Mitte) verhält sich ähnlich wie die Förderhöhe, wobei sich bei den senkrecht zur Krümmerebene eingebauten Klappen ein geringer, aber deutlicher Anstieg der Wellenleistung mit Erhöhen des Volumenstroms und Verkürzung der Distanz ergibt.

Wie schon erwähnt ergibt sich bei allen berücksichtigten Varianten eine Einbuße im **Wirkungsgrad**, wobei sich die Tendenzen bei den verschiedenen Einbauvarianten der Klappe unterscheiden. In den Fällen der senkrecht eingebauten Klappe wird in Überlast der Abfall des Wirkungsgrades gedämpft. Allgemein erfolgen die kleinsten Einbußen bei der 5D- und die größten bei der 0D-Variante mit bis zu 1.8 % bei Überlast.

Werden die in Kapitel 2.1 betrachteten theoretischen Grundlagen einbezogen, ist der gemessene Förderhöhen- und Leistungsabfall mit den Geschwindigkeitsfeldern zu erklären. Der Mitdrall, der von der in Krümmerebene eingebauten Klappe verursacht wird, bewirkt einen Abfall dieser Größen, da die c_{u1} -Komponente positiv ist (siehe Gl.2.2). Der Gegendrall der senkrecht eingebauten Klappe dagegen besitzt eine geringe negative c_{u1} -Komponente und somit bewirkt dies eine Erhöhung der Leistung.

5.3 Kavitationseigenschaften

Wie schon in Kapitel 4.3 erwähnt werden die Werte $NPSH_i$ für den Kavitationsbeginn und $NPSH_{3\%}$ für den Abfall der Förderhöhe für alle Varianten bestimmt. Die $NPSH_i$ -Werte sind in Abbildung 5.24 dargestellt. Es ist zu erkennen, dass die gerade Leitung die niedrigeren und damit besseren Werte aufweist. Außerdem sind die größten Differenzen im Bestpunkt zu erwarten, wo für einige Varianten (ODK und 5DK) schon bei einem um 4 m höheren NPSH-Wert die Kavitation beginnt. Die beste Übereinstimmung des Kavitationsbeginns ist im Teillastbetrieb $q = 0.9$ zu sehen. Bei der in der Krümmerebene eingebauten Klappe existiert eine leichte Tendenz zu höheren $NPSH_i$ -Werten.

Auch bei den $NPSH_{3\%}$ -Werte sind bessere Werte bei der senkrecht zur Krümmerebene (S) eingebauten Klappe zu beobachten, teilweise bessere als bei der Referenz (gerade Leitung). Es ergeben sich Unterschiede, die mit zunehmendem Volumenstrom größer werden und bis zu 2 m Unterschied erreichen, wie in Abbildung 5.25 zu sehen ist.

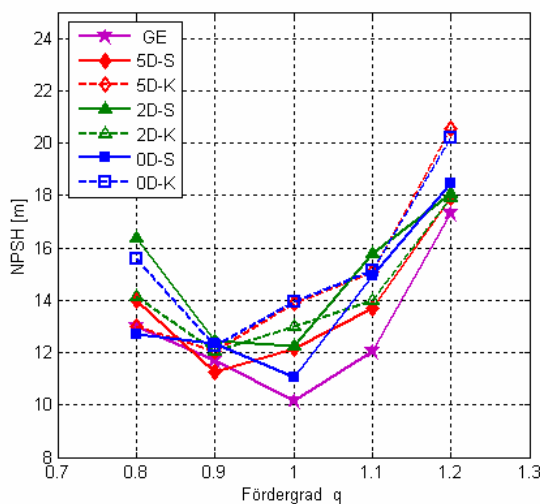


Abbildung 5.24: Vergleich des $NPSH_i$ -Wertes der verschiedenen Zuströmungen.

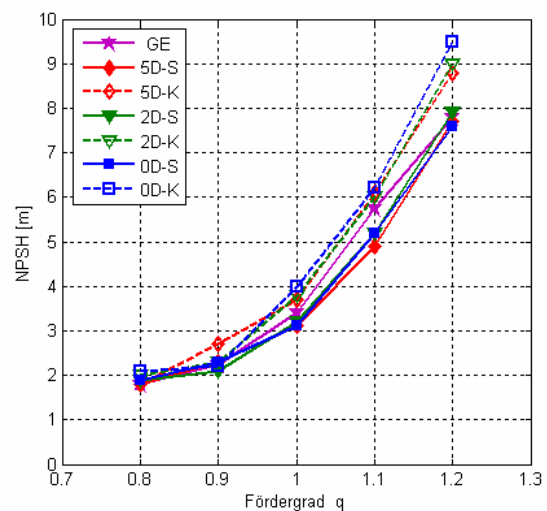


Abbildung 5.25: Vergleich des $NPSH_{3\%}$ -Wert der verschiedenen Zuströmungen.

5.4 Kavitationsaggressivität

Die Anzahl der im Bestpunkt über eine bestimmte Messzeit aufgenommenen Kavitationsereignisse wird als Ereignisrate in Abhängigkeit vom NPSH-Wert für verschiedene Zuströmungen in Abbildung 5.27 dargestellt. Allgemein ist zu erkennen, dass bei abnehmendem NPSH-Wert die Anzahl der Kavitationsimplosionen bis zu einem maximalen Wert zunimmt, ab dem die Messung nicht mehr aussagekräftig ist. Einerseits wegen der Menge des Dampfes im Wasser, was die akustischen Signale dämpft, andererseits wegen der Messgrenze der Signalerfassungselektronik.

Es ist zu beachten, dass zu Beginn der Messungen ($NPSH = 12$ m) bei den meisten Störungsvarianten schon der $NPSH_i$ -Wert unterschritten ist und Kavitation herrscht. Doch die Ereignisrate ist erst unterhalb von $NPSH = 8$ m merkbar und wächst ab diesem Punkt mit Verringerung des NPSH-Wertes exponentiell an.

Außerdem kann erkannt werden, dass bei der Variante „gerade Leitung“ bei gleichem NPSH weniger Ereignisse auftreten als bei den anderen Varianten, wobei die Fälle mit 0D die größere Anzahl von Ereignissen aufweisen.

Wenn man die maximalen Amplituden der Ereignisse betrachtet, die von Abbildung 5.27 wiedergegeben werden, ist zunächst der spätere Anfang der Kavitation bei der geraden Zuströmung zu beobachten; erst unterhalb von $\text{NPSH} = 10 \text{ m}$ sind akustische Signale für GE aufgenommen worden. Die maximale Amplitude nimmt im Allgemeinen zu kleineren Eintrittsdrücken zu. Es sind höhere Werte bei den Zulaufstörungen zu verzeichnen, vor allem im Bereich des Anstiegs der Ereignisse (zwischen 5 und 8 m). Auch die Werte der Maximalamplituden liegen bei allen analysierten Störungen höher als der Referenzfall.

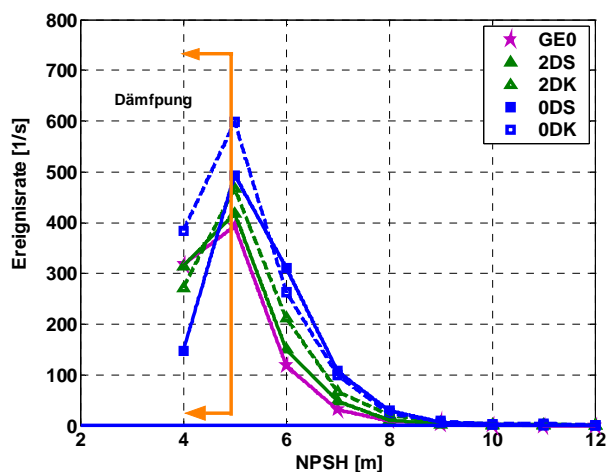


Abbildung 5.26: Ereignisdichte der verschiedenen Zuströmungen.

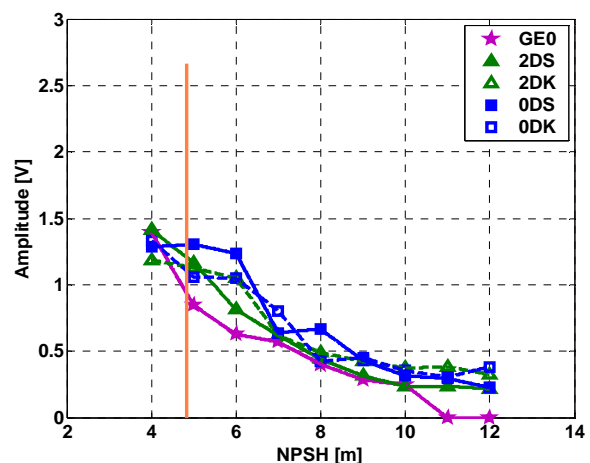


Abbildung 5.27: Maximale akustische Amplituden der verschiedenen Zuströmungen.

Wird nach dem in Kapitel 4.3.4 erwähnten akustischen Modell der Leistungsparameter ausgerechnet, sind drei NPSH-Bereiche zu erkennen (Abbildung 5.28). Der Bereich zwischen Kavitationsbeginn und Leistungsdetektion (bei dieser Pumpe ca. $\text{NPSH} = 8 \text{ m}$) ist zu bezeichnen als ein Betrieb, bei dem Kavitation herrscht, ohne dass diese Schädigung am Laufrad verursacht. Im kritischen Bereich erfolgt ein sehr starker Anstieg der Implosionsleistung bei Verringerung des NPSH-Wertes bis zu einem maximalen Punkt.

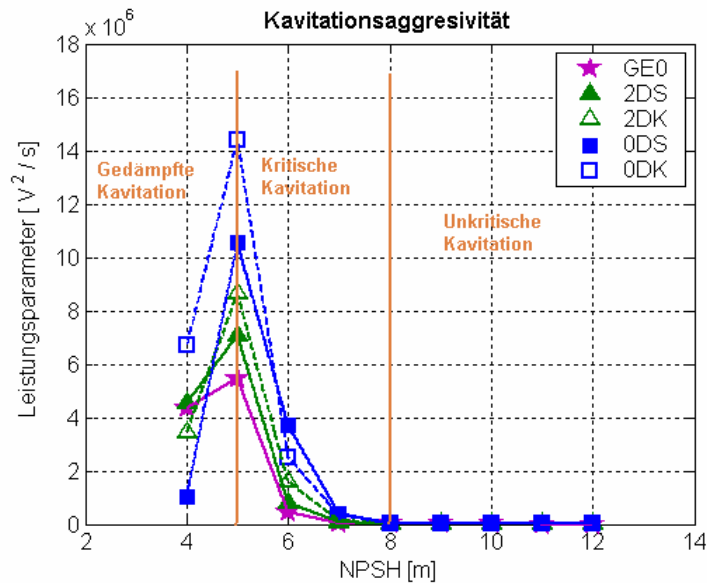


Abbildung 5.28: Kavitationsleistungsparameter der verschiedenen Zuströmungen.

Es lässt sich festhalten, dass die Kavitationsaggressivität, die durch den Leistungsparameter dargestellt wird, bei den Störungsvarianten deutlich höher liegt als bei der geraden Leitung. Das würde bedeuten, dass bei gleichem Betriebspunkt, abhängig von der Art der gestörten Zuströmung, im schlimmsten Fall Oberflächenschädigung auftreten können, die bei ungestörter Zuströmung nicht auftreten würden. Andererseits, wenn Schädigung auftritt, wird diese wegen des größeren Werts des Leistungsparameters und den größeren Amplituden aggressiver sein, je kürzer die Distanz der Störung zum Laufrad ist.

Die schlechteren Kavitationseigenschaften der K-Varianten können auch mittels den in Kapitel 2.1 beschriebenen theoretischen Grundlagen erklärt werden. Wegen den produzierten Mitdrall wird die Anströmung der Laufradschaufeln verschlechtert und somit die Ablöse-, bzw. Kavitationsgefahr erhöht. Außerdem ist zu vermuten, dass die Anströmung wegen den vorgebauten Störungen ein instationäres Verhalten hat und somit größere Schwankungen der Strömungsgrößen am Laufradeintritt herrschen.

5.5 Wellenschwingungen

Die Wellenschwingungen werden nach der in Kapitel 4.3.3 beschriebenen Methode gemessen. Die Ergebnisse werden anschließend präsentiert. Mithilfe eines Auswerteprogramms wurden die Schwingwege sowohl in vertikaler (S_y) als auch in horizontaler (S_x) Richtung über der Zeit aufgezeichnet (Abbildung 5.29). Mittels FFT-Analyse werden die Signale in die verschiedenen Komponenten (Abbildung 5.30) zerlegt. Die am stärksten enthaltenen Frequenzen sind für beide Signale die 38.3 Hz der Drehzahl und deren 1. Harmonische von 76.6 Hz. Die Drehzahl ist deutlich an den Zeitsignalen S_x in Abbildung 5.29 zu erkennen, die nach ca. $t = 0.026$ s (eine Umdrehung) sich periodisch wiederholen. Dies deutet auf eine Umwucht der Welle hin.

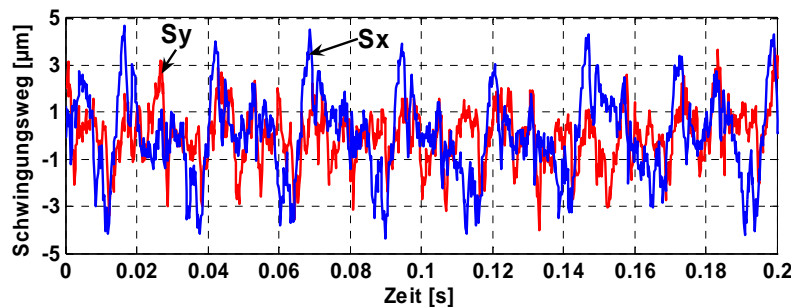


Abbildung 5.29: Typischer Zeitverlauf der Schwingungsweg der Welle bei kavitationsfreiem Betrieb.

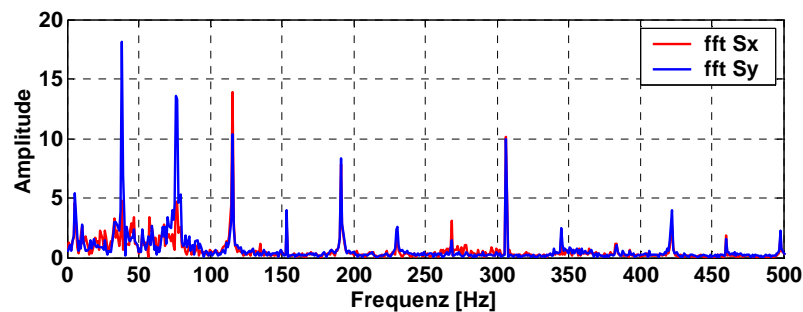


Abbildung 5.30: FFT Analyse der Schwingungssignale.

Die effektiven Schwingwege (berechnet nach Gleichung 4.11) sind in Abbildung 5.31 für die Varianten mit in Krümmerebene eingebauter Klappe und in Abbildung 5.32 für die senkrecht eingebaute Klappe aufgezeichnet. Dabei sind die Daten als absolute Werte dargestellt, da diese Darstellung mehr Aussagekraft besitzt. So ist zu erkennen, dass allgemein höhere Schwingungen bei Teillast auftreten, die in einigen Fällen ein Minimum bei etwa $q = 0.9$ haben und bei Überlast wieder größere Werte annehmen. Für die Störungen ist festzustellen, dass vor allem bei den 0D Varianten die höchsten Werte auftreten.

Bei den Einbaustörungen mit senkrecht zur Krümmerebene eingebauter Klappe sind erkennbare Unterschiede nur bei Volumenströmen oberhalb von $q = 0.8$ zu beobachten, wobei die geringsten Abweichungen zur Referenz (GE) sich für die 5D-Variante ergeben und die größten für die 0D-Variante (Abbildung 5.32), die bei Überlast um bis zu 50 % größere Schwingungswege aufweist.

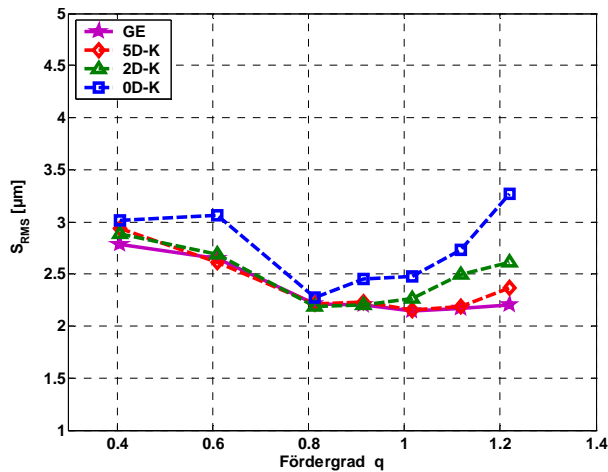


Abbildung 5.31: Absolute Werte der Schwingungswege („K“-Variante)

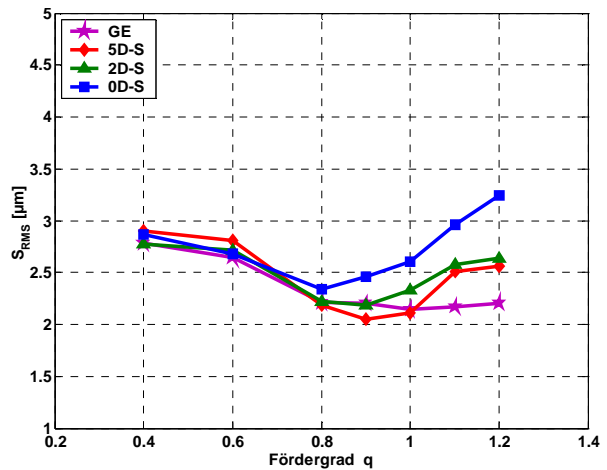


Abbildung 5.32: Absolute Werte der Schwingungswege („S“-Variante).

Werden nun die Spitze-zu-Spitze-Werte (Gl. 4.10) angegeben, ist ein klares Minimum etwa beim Betriebspunkt $q = 0.9$ zu erkennen und eine Vergrößerung der Amplituden im Teillast- und Überlastgebiet. Eine klare Erhöhung der Schwingungsamplitude gegenüber der geraden Leitung ist für alle Varianten in Überlast in der Abbildung 5.33 zu erkennen, am stärksten wiederum für die Varianten mit 0D insbesondere bei der Klappe in Krümmerebene (K).

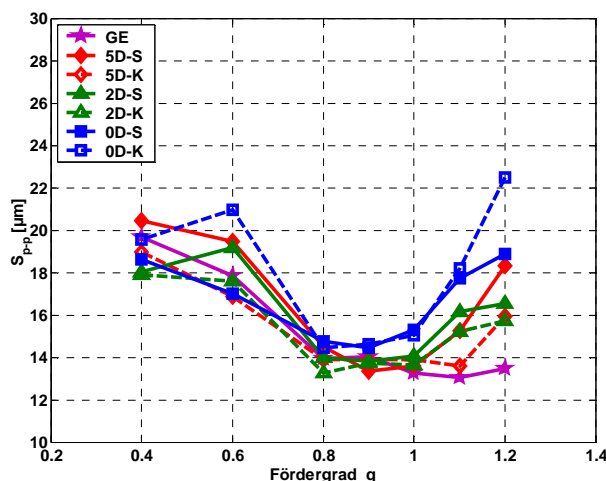


Abbildung 5.33: Peak to peak- Werte der maximalen Schwingungswege.

5.5.1 Ergänzende Messungen

Die Installationen wurden genutzt, um eine zusätzliche Messung durchzuführen, die das Verhalten der Wellenschwingungen einer Pumpe mit gestörter Zuströmung bei geringen Systemdrücke beschreiben soll. Wenn man die effektiven Schwingungswege bei verschiedenen NPSH-Werten aufnimmt, findet sich ein steiler Anstieg bei fallenden NPSH-Werten, d.h. mit zunehmender Kavitation. Diese Untersuchung fand für die gerade Leitung als Referenzfall und die Störungsvariante 0D-K für drei Volumenströme ($q = 0.8, 1.0$ und 1.2) statt. Die Tendenz des Anstiegs ist für jeden Volumenstrom zu beobachten und wird in Abbildung 5.34 für $q = 1.2$ als Beispiel dargestellt. Der effektive Schwingungsweg steigt zwischen kavitationsfreiem Betrieb und $NPSH_{3\%}$ bei gerader Leitung um ca. 40 % an, bei der 0D-Störung um bis zu ca. 70 % an. Der Kavitationsanfang und der $NPSH_{3\%}$ -Wert

werden in die Grafik eingefügt, um den Betriebszustand leichter zuordnen zu können. Der effektive Schwingungsweg der gestörten Variante steigt schon vor dem eigentlichen $NPSH_i$, was bedeuten würde, dass nicht nur Kavitation in der Pumpe die Ursache der Schwingungen ist. Mögliche Erklärungen könnten Ablösungen an der Klappe bzw. am Krümmer und Sekundärströmungen nach dem Krümmer sein, die ein hoch instationäres Verhalten der Zuströmung produzieren, wie schon die Turbulenzberechnungen bei der Geschwindigkeitsmessung ergaben. Die wechselnden Strömungsgrößen bewirken höhere Schwingungen am Laufrad sogar in Kavitationsfreien Betriebspunkten.

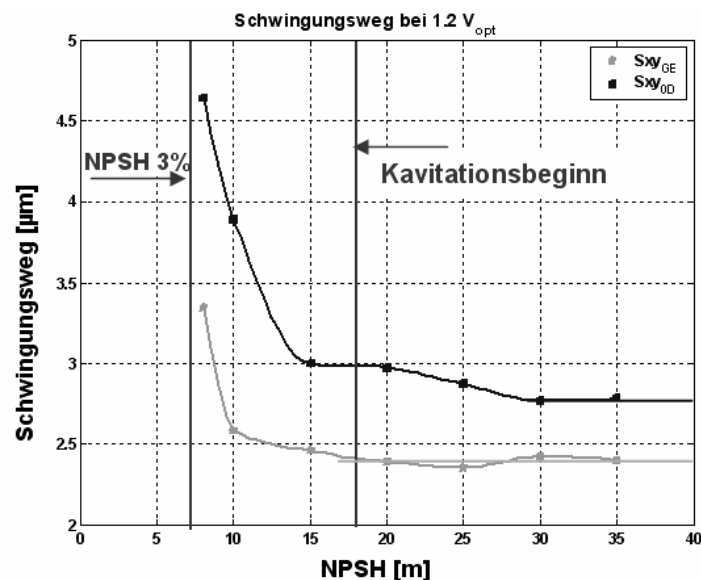


Abbildung 5.34: Effektiver Schwingungsweg in Abhängigkeit des NPSH-Wertes, $q=1.2$.

Eine frühere Studie an der gleichen Pumpe von Jäger [16] ergab effektive Werte der Wellenschwingungen für verschiedene Betriebspunkte und NSPH-Werte, die in Abbildung 5.35 wiedergegeben sind.

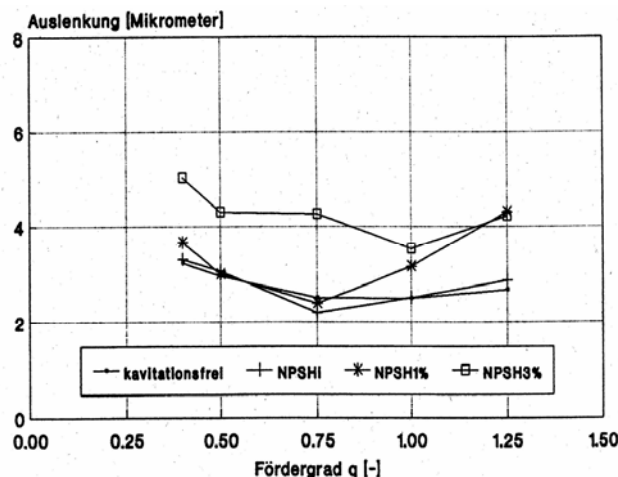


Abbildung 5.35: Effektiver Schwingungsweg in Abhängigkeit des NPSH-Wertes und q .

Aus beiden Untersuchungen ist festzuhalten, dass sich die Wellenschwingungswerte vor allem bei Überlastbetriebspunkte schon bei weit höheren NPSH Werten als der kritische Wert $NPSH_{3\%}$ stark zunehmen. Außerdem stellt Abbildung 5.34 klar, dass bei gestörter Zuströmung im ganzen NPSH Bereich höhere Lagerbelastungen entstehen.

5.6 Standardabweichungen der Messgrößen

Der Messvorgang an der n_s42 Pumpe wird so durchgeführt, dass die Reproduzierbarkeit der Messwerte gewährleistet ist. Die Messrate jeder der in Tabelle 5.1 aufgelisteten Größen beträgt 1200 Werte und die Abtastfrequenz 250 Hz. Damit ist es möglich die Standardabweichungen aller Größen mit zunehmender Anzahl von Messdaten konstant zu halten und von einer statistisch unabhängigen Messung auszugehen. Bis auf einzelne Betriebspunkte liegt die Standardabweichung unter 4 % des gemessenen Mittelwertes. In Tabelle 5.1 sind die über eine Kennlinie gemittelten Standardabweichungen der gemessenen Größen für die verschiedenen Zuströmungsvarianten aufgelistet.

Tabelle 5.1: Mittlere Standardabweichungen der Messreihen in % vom Mittelwert.

	T°	P _{ein}	Δp	n	\dot{V}	M
GE	0.03	0.26	1.88	0.03	0.15	0.82
5D K	0.04	0.99	2.08	0.03	0.19	1.02
5D S	0.04	1.42	2.73	0.03	0.18	1.20
2D K	0.04	0.85	2.01	0.03	0.18	1.10
2D S	0.04	0.64	2.04	0.03	0.18	1.10
0D K	0.04	1.00	3.26	0.03	0.18	1.13
0D S	0.04	1.17	2.54	0.03	0.16	1.07

Es ist festzustellen, dass sich die größten Streuungen bei den Druckaufnehmern ergeben. Für die gerade Leitung sind die Abweichungen der verschiedenen Messgeräte am kleinsten, was eine Folge der erhöhten Turbulenz bei den ungleichmäßigen Strömungsprofilen der gestörten Zuströmungen sein kann. Volumenstrom, Temperatur und Drehzahlmessung können hier als zeitkonstante Messwerte angenommen werden, die weit unter 1 % Streuung besitzen. Allgemeinen ist bei der Auswertung ein Anstieg der Schwankungen mit größeren Volumenströmen festgestellt worden.

Tabelle 5.2: Maximale Standardabweichungen der Messreihen in % vom Mittelwert.

	T°	P _{ein}	Δp	n	\dot{V}	M
GE	0.04	0.35	2.41	0.04	0.24	1.64
5D K	0.04	1.26	2.44	0.04	0.34	1.97
5D S	0.04	1.70	3.93	0.04	0.33	2.21
2D K	0.04	1.18	2.36	0.04	0.37	1.91
2D S	0.04	0.99	2.44	0.04	0.33	1.93
0D K	0.04	1.31	4.70	0.04	0.34	1.88
0D S	0.04	1.52	3.46	0.04	0.26	1.74

Aus Tabelle 5.2 sind die maximalen Abweichungen der Kennlinienmessungen zu erkennen, die sich überwiegend im Überlastbereich befinden, aber doch in tolerierbaren Grenzen halten.

5.7 Fehlerberechnung

Die Berechnung des zufälligen Fehlers bei gerader Zuströmung erfolgt als Beispiel zunächst für einen Messpunkt nahe des Bestpunktes der Pumpe. Die Betriebsdaten in dem Punkt und deren nach Kapitel 4.4.1 berechnete Fehler sind in Tabelle 5.3 eingetragen.

Tabelle 5.3: Ergebnisse der Fehlerberechnung bei V_{opt} .

Messgröße		Wert x_M	Absoluter Fehler Δx	maximaler Fehler Δx_{max}	Relativer Fehler $\Delta x/x$
Volumenstrom	\dot{V}	125.4 m ³ /h	0.361 m ³ /h	0.361 m ³ /h	0.29 %
Förderhöhe	H	21.17 m	0.155 m	0.193 m	0.73 %
NPSH	NPSH	40.3 m	0.058 m	0.099 m	0.25 %
Wirkungsgrad	η	0.784	0.0065	0.012	0.83 %

Führt man die Fehlerberechnung nicht nur für diesen Punkt sondern für alle Betriebspunkte durch, ergeben sich die oberen und unteren Fehlerbänder der gesamten Förderhöhenkennlinie und Wirkungsgradkennlinie, welche in Abbildung 5.36 und Abbildung 5.37 dargestellt werden. Die waagerechten Fehlerbalken, die durch die Fehlerberechnung des Volumenstroms entstehen, sind minimal (siehe absoluter Fehler in Tabelle 5.3) und sind deshalb nicht in der Grafik eingezeichnet.

Bei den Betriebsdaten Förderhöhe und Gesamtwirkungsgrad zeigen die relativen Fehler mit zunehmendem Volumenstrom wegen der abnehmenden Förderhöhen eine leichte Erhöhung, wobei der Vertrauensbereich im gesamten Messbereich in der Genauigkeitsklasse I der ISO 9906 liegt.

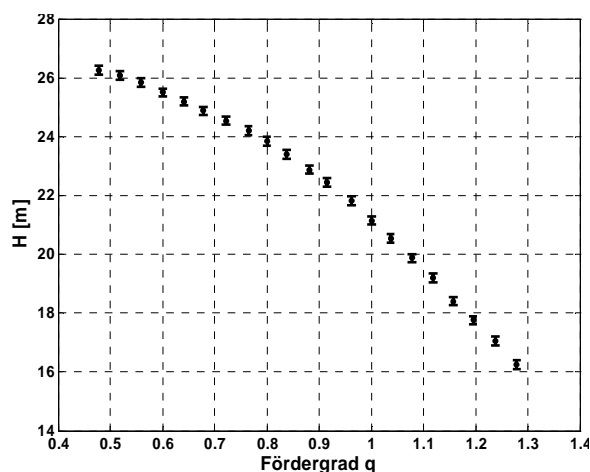


Abbildung 5.36: Fehlerberechnung Förderhöhe
n_s42.

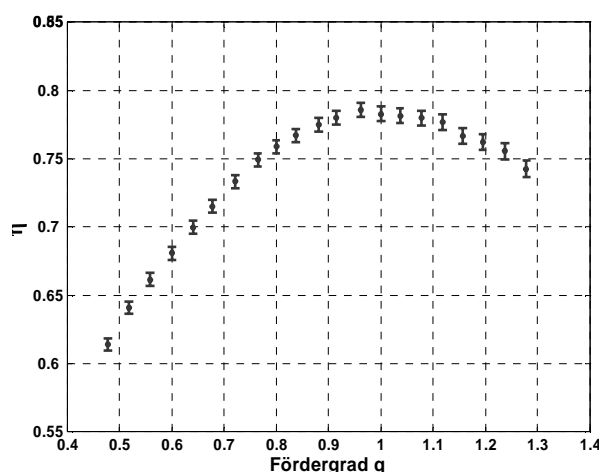


Abbildung 5.37: Fehlerberechnung Wirkungsgrad
n_s42.

6 Numerische Berechnungen

Die rechnerbasierte numerische Strömungsberechnung wird allgemein unter dem Begriff CFD (Computational Fluid Dynamics) zusammengefasst. So genannte CFD-Codes überführen dazu die strömungsmechanischen Erhaltungsgleichungen (Kontinuitäts-, Impuls-, Drall- und Energiegleichung) in lineare Gleichungssysteme (Diskretisierung), um sie dann iterativ zu lösen.

Der im Rahmen der vorliegenden Arbeit eingesetzte CFD-Code ist FLUENT 6.2.16. Wie die meisten modernen CFD Systeme basiert dieser Code auf der Finite-Volumen-Methode (FVM). Bei der Anwendung der FVM wird zunächst das zu berechnende Strömungsgebiet in eine endliche Anzahl kleiner finiter Volumen zerlegt (Netzgenerierung), auf die im nächsten Schritt die jeweiligen Erhaltungsgleichungen angewendet werden. Anschließend werden die Gleichungen mittels eines geeigneten Verfahrens diskretisiert und das daraus resultierende lineare Gleichungssystem unter Einbeziehen der vom Benutzer anzugebenden Randbedingungen gelöst. Diese mathematische Methode ist lange bekannt, findet aber ihre Verwendung in der Strömungslehre erst seit Mitte der siebziger Jahre. Entscheidend dafür war die Entwicklung leistungsfähiger Computer.

Im ersten Teil dieses Kapitels werden die Grundlagen der Numerik beschrieben und die Möglichkeiten für die numerischen Berechnungen des in dieser Arbeit untersuchten Modells zusammengefasst. Da es sich im vorliegenden Fall um eine turbulente Strömung handelt, wird kurz auf die Theorie der angewendeten Turbulenzmodelle eingegangen und es werden die Ansätze für rotierende Systeme und die bei CFD auftretenden Fehler bekannt gemacht.

Des Weiteren werden in Kapitel 6.2 die Vernetzung der Modelle und in Kapitel 6.3 die Einstellungen bei den verschiedenen Rechnungen vorgestellt.

Die Ergebnisse der durchgeführten stationären Simulationen der Störkörper Klappe und Krümmer, sowie die Kombination beider werden in Kapitel 6.5 präsentiert.

Als letztes werden in Kapitel 6.6 die stationären und instationären Berechnungen an der halbaxialen Pumpe vorgestellt und die Ergebnisse diskutiert.

6.1 Grundlagen der CFD

Der wesentliche Vorteil von numerischen Untersuchungen, und speziell von numerischen Untersuchungen an Turbomaschinen, im Vergleich zu konventionellen Messungen am Prüfstand besteht darin, dass nach der Berechnung das gesamte Strömungsfeld analysiert und visualisiert werden kann. Insbesondere bei Turbomaschinen ist es sehr aufwändig den Druckgradienten oder die Änderungen der Geschwindigkeiten an rotierenden Teilen am Prüfstand exakt zu bestimmen. Mit Hilfe der CFD ist es nun möglich nicht nur das Strömungsfeld innerhalb einer Turbomaschine zu berechnen, sondern auch den Einfluss der Variation einzelner Parameter (z.B. der Anströmung) auf das Strömungsfeld kosten- und zeitsparend zu untersuchen.

Die numerische Strömungssimulation von Turbomaschinen ist sehr aufwändig und rechenintensiv und hat noch großes Optimierungspotenzial, dennoch ermöglicht sie heute schon die strömungsmechanischen Gesetzmäßigkeiten in Turbomaschinen richtig zu simulieren.

Bei der Durchströmung einer Turbomaschine werden hohe Anforderungen an die Simulationswerkzeuge gestellt, da es sich um eine dreidimensionale, turbulente, drallbehaftete Strömung handelt, bei der Effekte der Reibung, Grenzschicht und Randbedingungen berücksichtigt werden müssen. Zusätzlich sind instationäre Effekte vorhanden, die je nach Turbomaschine ebenfalls berücksichtigt werden müssen. Die zurzeit bereitgestellten Lösungen zur Modellierung dieser Probleme werden im Kapitel 6.1.3 beschrieben.

Anschließend werden die wichtigsten und für dieses Problem relevanten numerischen Ansätze und Gleichungen erklärt. Tiefgreifende Grundlagen der Numerik und deren Herleitungen sind den unterschiedlichen Literaturquellen zu entnehmen, z.B. [33].

6.1.1 Grundgleichungen der Strömungsmechanik

Die mathematischen Modelle, auf denen die numerischen Berechnungsverfahren basieren, leiten sich aus den Erhaltungsgleichungen kontinuumsmechanischer Probleme für Masse, Impuls, Drehimpuls und Energie ab, die in differentieller Form für ein kartesisches Koordinatensystem in Gl 6.1 bis 6.4 aufgezeichnet sind.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i) = 0 \quad (6.1)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_i u_j) = \frac{\partial T_{ij}}{\partial x_j} + \rho f_i \quad (6.2)$$

$$T_{ij} = T_{ji} \quad (6.3)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho e) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i e) = T_{ij} \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{\partial h_i}{\partial x_i} + \rho q \quad (6.4)$$

Dabei sind ρ die Dichte, u_i die Geschwindigkeitskomponenten, T_{ij} die Komponenten des Cauchyschen Spannungstensor, f_i die Volumenkraftkomponenten pro Masseneinheit, e die spezifische innere Energie, h der Wärmestromvektor pro Flächeneinheit und q die Wärmequellen.

Der Massenerhaltungssatz (Gl. 6.1) besagt, dass die zeitliche Änderung der Masse sich aus der Summe der zeitlichen Änderung der Dichte im Kontrollvolumen und der pro Zeiteinheit durch die Oberfläche des Kontrollvolumens ein- und ausfließenden Masse ergibt. Ist im Kontrollvolumen keine Massenquelle oder -senke vorhanden, so ist diese Gleichung gleich Null

Der Impulserhaltungssatz (Gl. 6.2) beschreibt die zeitliche Änderung des Impulses, welcher mit den auf den Körper wirkenden Oberflächen- und Volumenkräften im Gleichgewicht steht. Die Volumenkräfte werden meistens durch die Gravitation hervorgerufen und können in der Regel bei der numerischen Berechnung vernachlässigt werden. Die Oberflächenkräfte werden vor allem vom Druck des Fluids verursacht und sind somit von großer Bedeutung.

Der Energieerhaltungssatz (Gl. 6.4), der die Bilanz der Energie darstellt, besagt, dass die zeitliche Änderung der inneren und der kinetischen Energie eines Systems sich aus der Summe der Leistungen der Volumen- und Oberflächenkräfte und der hinzu- oder abgeführten Wärmemenge infolge von Temperaturdifferenz ergibt. Aufgrund des in dieser

Arbeit untersuchten Fluids Wasser, was als inkompressibel behandelt wird, und einer als isotherm angenommenen Strömung, wird die Energiegleichung an dieser Stelle nicht weiter behandelt, da sie für die weiteren numerischen Berechnungen irrelevant ist.

Die Symmetrie des Spannungstensors (Gl. 6.3) bezeichnet die Erhaltung des Drehimpulses. Der Spannungstensor T wird für ein linear-viskoses isotropisches Fluid (Newtonsche Fluide) mit dem Materialgesetz nach:

$$T_{ij} = \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right) - p \delta_{ij} \quad (6.5)$$

beschrieben, wobei μ die dynamische Viskosität und p der Druck ist.

Für eine, wie im vorliegenden Fall, inkompressible Strömungsbetrachtung verschwinden der Divergenzterm im Materialgesetz sowie die zeitliche Änderung der Dichte in der Massenerhaltungsgleichung, wobei die numerisch zu lösenden Gleichungen für das betrachtete nicht rotierende Problem folgende sind:

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (6.6)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \rho f_i \quad (6.7)$$

Für den dreidimensionalen Fall stehen somit vier Gleichungen zur Verfügung, aus denen die vier Unbekannten, drei Geschwindigkeitskomponenten und der Druck, ermittelt werden können. Durch die Wahl geeigneter Randbedingungen kann das System gekoppelter, nichtlinearer, partieller Differentialgleichungen numerisch gelöst werden.

Bei der Berechnung von Strömungen in Turbomaschinen ist die Umformulierung der Erhaltungsgleichungen von einem Inertialsystem zu einem rotierenden Bezugssystem notwendig. Wenn das Relativsystem zum Inertialsystem eine Rotation mit einer konstanten Winkelgeschwindigkeit Ω ausführt, dann kann die Absolutgeschwindigkeit u eines Fluidteilchen aus seinem Ortsvektor r und ihrer Relativgeschwindigkeit w beschrieben werden.

$$u = w + \Omega \times r \quad (6.8)$$

Werden die Erhaltungsgleichungen (6.6) und (6.7) mit den Termen der relativen Geschwindigkeit umgeschrieben, entstehen gegenüber der Formulierung für einen Inertialfall Scheinkräfte, die als Trägheitskräfte wirken. Diese Terme entsprechen der Zentrifugalkraft: $\rho \Omega \times (\Omega \times r)$, die eine radiale Richtung hat, und der Corioliskraft: $2\rho(\Omega \times w)$, die bei Radialmaschinen fast tangential entgegen der Drehrichtung wirkt.

6.1.2 Turbulenzmodellierung

Strömungsvorgänge in technischen Anlagen sind in den meisten Fällen turbulent, d.h. es sind verwirbelte Strömungen, die mit einem hohen Impulsaustausch quer zur Strömungsrichtung gekennzeichnet sind und durch unregelmäßige hochfrequente zeitliche und räumliche Schwankungen der Strömungsgrößen charakterisiert sind. Um diese Schwankungen numerisch aufzulösen ist eine sehr feine Diskretisierung von Raum und Zeit notwendig. Die

zeitliche Diskretisierung muss kleiner als die Dauer der kürzesten turbulenten Schwankung sein, die räumlich Auflösung kleiner als der kleinste auftretende Wirbel. Dies bedeutet, dass eine direkte numerische Simulation (DNS) sehr viel Rechenleistung und –zeit in Anspruch nimmt, die mit ansteigender Reynoldszahl exponentiell steigt. Es gibt weitere Möglichkeit turbulente Einflüsse zu berücksichtigen. Bei der Grobstruktursimulation „Large Eddy Simulation“ (LES) werden die großskaligen Turbulenzstrukturen direkt berechnet und die kleinskaligen modelliert. Da LES ebenfalls sehr rechenintensiv ist, hat sich in der Praxis die statistische Modellierung der Turbulenz „Reynolds-Average-Navier-Stokes“ (RANS) durchgesetzt. Im Rahmen dieser Arbeit wurden ausschließlich solche statistischen Turbulenzmodelle eingesetzt, welche anschließend näher betrachtet werden.

Zur Klassifizierung der Strömung in laminar oder turbulent wird die Reynolds-Zahl benutzt. Sie beschreibt das Verhältnis der an einen Strömungsteilchen angreifenden Trägheitskräfte zu den Zähigkeitskräften und lautet:

$$Re = \frac{u \cdot L}{\nu} \quad (6.9)$$

Dabei steht u für die Strömungsgeschwindigkeit, L für die charakteristische Länge und ν für die kinematische Viskosität des Fluids. Der Umschlag der laminaren in eine turbulente Strömung ist vom Strömungsvorgang abhängig und wird empirisch ermittelt. Für Rohrströmungen (L = Rohrinne Durchmesser D) erfolgt dieser Umschlag für $Re > 2300$. Im Falle der durchgeführten Untersuchungen handelt es sich um turbulente Strömungen mit Reynoldszahlen von etwa 5×10^5 .

Die statistische Turbulenzmodellierung basiert auf dem Ansatz eine Strömungsgröße, z.B. u , durch ihren Mittelwert \bar{u} und ihre Fluktuationen u' zu beschreiben.

$$u(x_i, t) = \bar{u}(x_i, t) + u'(x_i, t) \quad (6.10)$$

Werden nun die vier unbekannten Strömungsgrößen u_i , u_j , u_k und p als Summe des Mittel- und Schwankungswertes in Gl. 6.6 und 6.7 eingesetzt, erhält man die Reynolds-gemittelten Navier-Stokesgleichungen:

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} = 0 \quad (6.11)$$

$$\frac{\partial(\rho \bar{u}_i)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\rho \bar{u}_i \bar{u}_j + \overline{\rho u'_i u'_j} - \mu \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \right] + \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} = \rho f_i \quad (6.12)$$

Hierbei entsteht ein Term $\rho \overline{u'_i u'_j}$, der die von der Turbulenz verursachte scheinbare Spannung darstellt. Der so genannte Reynoldssche Spannungstensor $\rho \overline{u'_i u'_j}$ entsteht aufgrund des Impulsflusses der Geschwindigkeitsschwankungen einer turbulenten Strömung. Durch die sechs zusätzlichen Unbekannten des Spannungstensor ist das Gleichungssystem nicht mehr zu lösen, was in der Turbulenzmodellierung als Schließungsproblem bekannt ist. Um das Gleichungssystem zu lösen sind Turbulenzmodelle nötig, die die Korrelation des Spannungstensors beschreiben. Es gibt mehrere Ansätze, wobei die bekanntesten die statistischen Turbulenzmodelle sind. Diese lassen sich in drei Gruppen einteilen. Die Nullgleichungsmodelle, bei denen die Reynoldsschen Spannungen mittels algebraischer Ausdrücke modelliert werden, die Wirbelviskositätsmodelle, bei denen zusätzliche Differentialgleichungen für geeignete Turbulenzgrößen aufgestellt werden, und die Reynolds-Spannungsmodelle, bei denen Transportgleichungen für die sechs Reynoldsschen Spannungen formuliert werden. In dieser Arbeit werden hauptsächlich die Wirbelviskositätsmodelle eingesetzt, da das algebraische Modell von mehreren Autoren als nicht geeignet für die Laufraddurchströmung bezeichnet wurde und das Reynolds Spannungsmodell einen höheren Zeitaufwand bedeutet und nicht bessere Ergebnisse verspricht. Einen Überblick über die von FLUENT angebotenen statistischen Turbulenzmodellen gibt Abbildung 6.1.

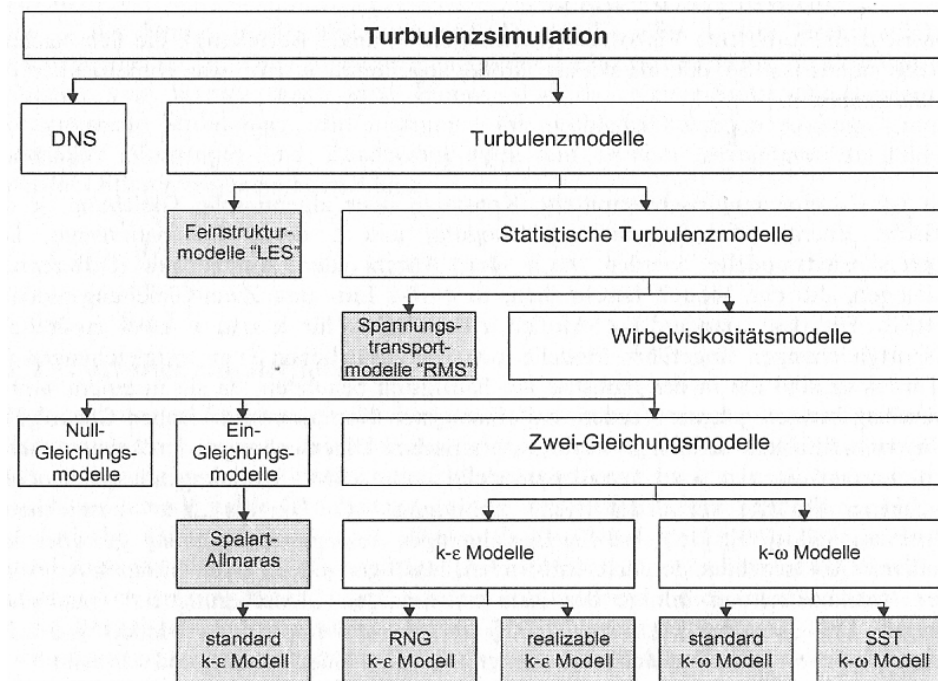


Abbildung 6.1: Verschiedene, von FLUENT verwendete Turbulenzmodelle [44]

Die Wirbelviskositätsmodelle beruhen auf dem Ansatz von Boussinesq, der eine Analogie der molekularen und der turbulenten Spannungen vornimmt und somit den Spannungstensor wie folgt beschreibt:

$$\rho \overline{u'_i u'_j} = -2 \mu_t S_{ij} + \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \quad (6.13)$$

mit der turbulenten kinetischen Energie k

$$k = \frac{\overline{u'_i u'_i}}{2} \quad (6.14)$$

und dem Deformationsgeschwindigkeitstensor S_{ij} :

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial \overline{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{u}_j}{\partial x_i} \right) \quad (6.15)$$

Die hier eingeführte turbulente bzw. Wirbelviskosität μ_t ist eine von der Strömung abhängige Größe, die nun als einzige Unbekannte zu bestimmen ist. Ein Nachteil dieser Methode ist die angenommene Isotropie der turbulenten Schwankungen, wie sie in technischen Strömungen nicht vorhanden ist. Dennoch werden diese Modelle in der Praxis am häufigsten eingesetzt, da sie die physikalischen Eigenschaften vieler Strömungsprobleme hinreichend genau beschreiben und numerisch sehr stabil sind.

Die Beschreibung verschiedener Wirbelviskositätsmodelle und deren Herleitungen sind ausführlich unter [10] oder [13] zu finden. Nachfolgend werden kurz die in dieser Arbeit angewendeten Modelle beschrieben.

Das **Standard k-ε Modell (SKE)** ist durch seine Stabilität und sein großes Einsatzspektrum eines der meist angewendeten Turbulenzmodelle. Die Wirbelviskosität wird dabei nach (Gl. 6.16) beschrieben und mit Hilfe einer empirisch ermittelten Konstante C_μ , der turbulenten kinetischen Energie k und deren Dissipationsrate ε berechnet.

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \quad \text{mit} \quad \varepsilon = \frac{\mu}{\rho} \frac{\partial \overline{u'_i u'_i}}{\partial x_j \partial x_j} \quad (6.16)$$

Für k und ε werden Transportgleichungen aufgestellt. Es entstehen neue Terme, wie z.B. die Produktionsrate der turbulenten kinetischen Energie, die Prandtl-Zahl, usw., die hier nicht näher erläutert werden.

Die Annahme der Isotropie der turbulenten Viskosität führt allgemein zu einer erhöhten Produktionsrate der kinetischen Energie und somit zu überhöhten Turbulenzenergien. Das bedeutet, dass Strömungen mit starken Stromlinienkrümmungen, großen Rotationseffekten, plötzlichen Querschnittsänderungen oder Ablösungsgebieten nicht realistisch erfasst werden. Eigenschaften, die bei der betrachteten Störung und der Pumpe aber vorhanden sind.

FLUENT hat zur Berechnung solcher Strömungen zwei modifizierte k-ε Modelle implementiert. Die Unterschiede liegen in der Berechnung der turbulenten Viskosität, der turbulenten Diffusion und den generierenden und destruktiven Term in der ε Gleichung.

Eines davon ist das **RNG- Modell** (basiert auf der “renormalization group theory“), bei dem in den Transportgleichungen von k und ε neue Terme und Funktionen auftauchen. Diese berücksichtigen den Einfluss von Drall auf die Turbulenz, was bessere Ergebnisse bei drallbehafteten Strömungen liefern soll. Somit ist die turbulente Viskosität von einer Drallkonstante, welche die Stärke des Dralls darstellt (α_s) und von einer charakteristischen Drallzahl (Ω) abhängig (Gl. 6.17).

$$\mu_t = \mu_{t0} f \left(\alpha_s, \Omega, \frac{k}{\varepsilon} \right) \quad (6.17)$$

Außerdem besitzt die Transportgleichung von ε einen additionalen Term, der bessere Ergebnisse für starke Scherungen liefert. Dabei ergibt sich bei hohen Scherraten eine verminderte turbulente Viskosität und damit eine bessere Lösung bei gekrümmten Stromlinien oder hohen Scherraten.

Eine andere Verbesserung ist die Möglichkeit den Effekt der Reynoldszahl bzw. der Skalen der Wirbel auf die Turbulenz einzubeziehen, was bei der Berechnung kleiner Reynoldszahlen oder wandnaher Gebiete bessere Ergebnisse bei der Berechnung der turbulenten effektiven Viskosität liefert.

Das **realizable k- ε Modell (RKE)** basiert auf der Grundidee die physikalischen Eigenschaften der turbulenten Strömungen auch für große Beschleunigungsraten einzuhalten. Das Standard k- ε und das RNG Modell erzeugen in diesem Fall negative turbulente Normalspannungen (Gl. 6.13) und somit zu hohe Produktionsraten von k . Um das zu verhindern wird beim realizable k- ε Modell der Faktor C_μ nicht als konstant angenommen, sondern abhängig von den Invarianten \bar{S} und $\bar{\Omega}$ des Deformations- und des Rotationsgeschwindigkeitstensors angegeben.

Eine andere Änderung ist bei der Transportgleichung von ε ergänzt, die eine Verbesserung der Berechnung der Aufweitungsrates eines Freistrahls berechnet.

Bei den vorher beschriebenen Turbulenzmodellen werden die Terme der Transportgleichungen für die kinetische Energie und deren Dissipation für eine voll turbulente Strömung mit hoher Re-Zahl modelliert. Deshalb sind diese Modelle in den Regionen, in denen viskosen Effekte gegenüber turbulenter Spannungen dominieren, z.B. in der Nähe von Wänden, nicht gültig. Um die Ergebnisse für diese Bereiche dennoch korrekt zu berechnen gibt es zwei Möglichkeiten. Zum einen kann die viskose Grenzschicht mit Hilfe einer Wandfunktion überbrückt werden, andererseits können die Gleichungen in der Grenzschicht unter Verwendung von Dämpfungsfunktionen gelöst werden (Low-Re-Modelle). Diese Dämpfungsfunktionen werden oft abhängig von dem dimensionslosen Wandabstand y^+ oder einer turbulenten Reynoldszahl Re_t präsentiert, wobei diese in bestimmten Bereichen liegen müssen, um gute Ergebnisse zu bekommen.

$$y^+ = \frac{y}{\nu} \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \quad (6.18)$$

$$Re_t = \frac{k^2}{\nu \varepsilon} \quad (6.19)$$

Das Standard k- ε Modell zeigt ein positives Verhalten bei der Behandlung von freien Scherströmungen. Bei der Berechnung einer ganzen Turbomaschine ergeben sich in der Regel jedoch zu optimistische Kennlinien.

Ein Turbulenzmodell, welches dieses Problem besser löst, ist das **k- ω Modell (SKW)**, das Modifikationen für die Berücksichtigung kleiner Reynoldszahlen beinhaltet. Hierbei werden die Transportgleichungen für die kinetische Energie und für die spezifische turbulente Dissipationsrate $\omega = \varepsilon / k$ modelliert. Im Vergleich zu den k- ε Modellen ergibt sich eine Verbesserung bei der Behandlung der wandnahen Strömungen in der viskosen Unterschicht und daraus resultierend eine deutlich stabilere Rechnung. Der Nachteil dabei ist die starke

Abhängigkeit der turbulenten Viskosität von den Randbedingungen für ω in der freien Strömung.

Das **k- ω SST-Modell (SST)** entstand aus der Idee sowohl die Vorteile des Standard k- ϵ Modells, das besonders gute Eigenschaften in der Berechnung der Kernströmung aufweist, als auch die Vorteile des Standard k- ω Modells, welches die Strömung in der Nähe der Wände gut beschreibt, miteinander zu verbinden. Dabei werden die Transportgleichungen von k und ω mit einer Funktion multipliziert, die in wandnahen Regionen zu eins wird und das k- ω Modell aktiviert und null in der freien Strömung ist, wo das transformierte k- ϵ Modell aktiviert wird. Eine Erweiterung mit der Transportgleichung der turbulente Schubspannung (SST) dient dazu dass Verhalten bei ungünstigen Druckgradienten besser zu beschreiben.

Verschiedene Autoren haben das SST Modell für die Berechnung in Turbomaschinen als das geeignete beschrieben, z.B. Treutz [46], Gugau [13], was ein Grund der Auswahl dieses Modells für die Berechnungen mit rotierenden Referenzsystemen in dieser Arbeit war.

6.1.3 Ansätze für rotierende Bauteile

Speziell im Bereich der Turbomaschinen ergeben sich für die Bestimmung der Randbedingungen einige Schwierigkeiten bezüglich der Interaktion zwischen den stillstehenden Teilen einer Turbomaschine und dem sich bewegendem Rotor. Um in diesem Fall Ergebnisse zu erzielen, ist es wichtig einen geeigneten Modellierungsansatz für die Beschreibung der Grenzflächen zwischen dem Pumpengehäuse und dem rotierenden Laufrad zu definieren. Die grundsätzliche Idee dabei ist, zunächst das gesamte Volumen des Systems von der Zuströmung aus, über das Laufrad bis hin zur Spirale inklusive Druckstutzen in unterschiedliche Fluidzonen zu unterteilen. Stillstehende Fluidzonen, wie z.B. Rohr, Saugstutzen, Spirale und Druckstutzen, haben den Status „still stehend“. Die Fluidzone die sich innerhalb des Laufrades befindet hat den Status „rotierend“.

Der verwendete CFD Code bietet zur Behandlung von rotierenden Bezugssystemen vier verschiedene Ansätze, die je nach Zielsetzung und Komplexität der Berechnung individuell gewählt werden müssen.

Der Ansatz des rotierenden Bezugssystems, **“rotating reference frame“ (RRF)**, ist der einfachste aller vier Ansätze. Er nutzt in diesem Fall die Rotationsperiodizität eines einzelnen Laufradkanals und überträgt dessen Ergebnisse auf alle anderen Laufradkanäle. Dabei behandelt er die Strömung in allen Kanälen absolut identisch. Die Gleichungen werden im rotierenden Bezugssystem gelöst wobei die Fluidzone „Laufrad“ mit einer konstanten Winkelgeschwindigkeit rotiert. Bei der Verwendung dieses Ansatzes ist zu beachten, dass am Austritt des Laufrads eine über dem Umfang gleichmäßige Druckverteilung vorausgesetzt wird. Bei Turbomaschinen mit Spiralgehäuse ist dies allerdings nicht der Fall. Somit darf dieser Ansatz bei dem untersuchten Problem nur bei einer einfachen Systembetrachtung ohne stationäre Fluidzonen verwendet werden. Für die komplette Modellierung der Pumpe müssen also andere Ansätze verwendet werden.

Bei der **“frozen rotor“ (FR)** Modellierung werden den rotierenden und den still stehenden Bauteilen Fluidzonen zugewiesen, die jeweils in unterschiedlichen Bezugssystemen stationär berechnet werden. Es rotiert also nicht der Rotor, sondern die Fluidzone. Die Kopplung der Zonen erfolgt über eine Grenzfläche, an der eine Transformation des

Geschwindigkeitsvektors vom Relativsystem des Laufrades in das Absolutsystem der stationären Teile stattfindet. Die Position des Laufrades bezüglich der stationären Teile ist dabei immer dieselbe. Der „frozen rotor“ Ansatz ist daher bei starken Wechselwirkungen zwischen rotierenden und stationären Teilen ungeeignet. Eine Erweiterung dieses Ansatzes bietet die Berechnung mehrerer Rotor-Positionen mit einer Mittelung der Ergebnisse (quasi-stationär).

Der Ansatz **„mixing plane“ (MP)** arbeitet auf der Basis des „frozen-rotor“ Modells. Beim MP-Modell werden ebenfalls beide Fluidzonen des Rechengebiets stationär und getrennt in ihrem jeweiligen Bezugssystem berechnet. Der Unterschied zum FR-Modell ist die Tatsache, dass beim MP-Modell an der Grenzfläche die Kopplung der Fluidzonen über den Austausch von gemittelten Strömungsgrößen als Randbedingungen des jeweils anderen Gebietes erfolgt. Der MP Ansatz hat gegenüber den FR Ansatz zwei wesentliche Vorteile. Zum einen erfordert das MP-Modell aufgrund der gemittelten Werten an der Grenzfläche eine geringere Rechnerleistung als das FR-Modell, zum anderen reicht es aufgrund der gemittelten Werte nur ein bis zwei Laufradkanäle zu simulieren, was zusätzliche Einsparung der Rechenzeit zur Folge hat. Der Nachteil des MP-Modell liegt am Verlust von Information infolge der Annäherung des Strömungsfeldes an der Grenzfläche, was in einigen Fällen eine zu grobe Vereinfachung darstellt.

Beide stationären Ansätze „frozen rotor“ und „mixing plane“ können nur dann problemlos verwendet werden, wenn die Wechselwirkungen zwischen Laufrad und den still stehenden Teilen vernachlässigbar sind. Sind die Rotor-Stator-Wechselwirkungen von großer Bedeutung, wie dies bei Kreiselpumpen mit einem geringen Abstand zwischen Rotor und Spirale der Fall ist, so muss man auf eine instationäre Berechnung zurückgreifen.

Der instationäre Ansatz mit **„sliding mesh“ (SM)** kommt den realen physikalischen Gesetzmäßigkeiten am nächsten. Das Laufrad dreht sich relativ zu den stationären Teilen in einer vorher definierten Zeit. Die Zeitschrittweite ist dabei abhängig vom definierten Problem. Im Fall einer Pumpe ergibt sich die Zeitschrittweite über die Drehzahl der Maschine und die notwendige Winkelauflösung. Die Winkelauflösung ergibt sich aus dem Quotienten $360^\circ / N$ (N = Anzahl der Schaufeln), welcher wiederum in M Schritte unterteilt wird. Zu jedem neuem Zeitschritt wird eine neue Rechnung durchgeführt. Um zu der endgültigen instationären Gesamtlösung zu gelangen, müssen letztlich alle einzelnen Zeitschritte über z.B. eine Laufradumdrehung integriert werden. Dem Vorteil der genauen Ergebnisse der instationären Rechnung nach dem „sliding mesh“-Ansatz steht die dazu notwendige sehr hohe Rechnerleistung und -zeit gegenüber.

6.1.4 Fehler bei CFD Berechnungen

Fehler, die bei einer numerischen Berechnung auftreten, sind qualitativ wohl bekannt [33], doch im Allgemeinen nicht quantifizierbar. Der Fehler selbst definiert sich als Unterschied zwischen der numerisch berechneten Strömungsgröße und der realen Strömungsgröße. Die Fehler unterteilen sich in Modellierungs- und Numerikfehler, wobei die Numerikfehler nochmals in Diskretisierungs- und Lösungsfehler unterschieden werden. Die Diskretisierungsfehler sind dabei als einzige mit mathematischen Funktionen berechenbar. Alle anderen Ungenauigkeiten können im Allgemeinen nur schlecht eingeschätzt werden, deren Kenntnis hilft jedoch die Fehlerquellen zu minimieren.

Die **Modellierungsfehler** entstehen durch Vereinfachen des modellierten Systems. Dazu gehören vereinfachte Randbedingungseinstellungen, die Turbulenzmodellierung, die angenommenen Stoffwerte, geometrische Vereinfachungen oder die Annahme von zeitunabhängigen Vorgängen. Diese Fehler sind nicht quantifizierbar, können jedoch minimiert werden.

Bei den in dieser Arbeit durchgeführten Rechnungen werden geometrische Vereinfachungen hauptsächlich an der Pumpe vorgenommen, da die Radseitenräume nicht berücksichtigt werden. Alle anderen Komponenten werden durch das Rechengelände reell abgebildet.

Die Stoffwerte von Wasser werden konstant angenommen. Dies hat jedoch bei hydraulischen Turbomaschinen einen vernachlässigbaren Einfluss auf die Ergebnisse.

Eine Untersuchung einiger Turbulenzmodelle wird für die stationären Rechnungen durchgeführt und die Ergebnisse werden in Kapitel 6.5 diskutiert.

Ein erheblicher Fehler bei der Berechnung der Pumpe mittels des FR-Ansatz ist die Übergabe der Geschwindigkeitsvektoren, da diese in jedem Referenzsystem stationär berechnet werden und in der Grenzfläche vom Relativsystem des Laufrades auf das Absolutsystem der still stehenden Teile transformiert werden. Es existiert keine Rotation des Laufrades, die Position relativ zur Rippe am Eintritt und zum Sporn am Austritt des Laufrades bleibt konstant und der Effekt der Trägheit wird nicht berücksichtigt.

Die Austrittsrandbedingung in Form eines stationären Drucks kann Einfluss auf die in der Realität pulsierenden Drücke im und nach dem Laufrad haben. Eine lange Auslaufstrecke wird berücksichtigt, um diesen Effekt zu minimieren.

Der **Diskretisierungsfehler** ist die Differenz zwischen der exakten Lösung des diskreten linearen Gleichungssystems und der exakten Lösung der Differentialgleichungen. Die Ursache für diesen Fehler ist die Approximation bei der Diskretisierung der Differentialgleichungen. Dieser Fehler ist mittels einer Gitterunabhängigkeitsstudie quantifizierbar und kann durch ein gutes Gitter minimiert werden. Das Gitter der untersuchten Modelle wurde optimiert, indem die Zellen möglichst in Strömungsrichtung ausgerichtete Hexaeder sind. Die Wandgebiete wurden verfeinert, so dass die Gültigkeit der Wandfunktionen möglichst eingehalten wurde. Für das stationäre System der berechneten Störungen wurde das Gitter verfeinert und geändert, um einen Einfluss auf die Ergebnisse auszuschließen. Eine Gitterunabhängigkeitsstudie wurde an einem Laufradschaufelkanal mit unterschiedlichen Netzen durchgeführt [29].

Der **Lösungsfehler** entsteht aufgrund der iterativen Berechnung, da die exakte Lösung der diskreten Gleichungen nie dem tatsächlichen Ergebnis einer iterativen numerischen Berechnung entspricht. Abhängig ist die Größe dieses Fehlers von der Wahl des Konvergenzkriteriums, von Rundungsfehlern, von den Programmeinstellungen oder von Fehler des Programms selbst. Letzteres kann bei einem ausgereiften Programm, wie das hier verwendete, allerdings ausgeschlossen werden. Der Rundungsfehler ist sehr gering einzuschätzen. Das Konvergenzkriterium wird mittels Residuenanalyse und einer charakteristischen Strömungsgrößenintegration kontrolliert. In dieser Arbeit wird als Strömungsgröße die massengewichtete Umfangs- und Axialgeschwindigkeit in einem bestimmten Querschnitt angewendet.

6.2 Vernetzung der Geometrien

Die Erstellung des Rechengitters ist eine der wichtigsten und zeitaufwändigsten Schritte des Simulationsprozesses mit CFD. Das zu berechnende Fluidvolumen kann dabei entweder mit Hexaeder-, Tetraeder- oder hybriden Zellen diskretisiert werden. Dabei empfiehlt sich eine in Strömungsrichtung ausgerichtete strukturierte Vernetzung mit Hexaeder-Zellen, welche das Konvergenzverhalten eines FVM-basierten CFD-Solver verbessern. Bei komplexen Geometrien ist die Verwendung dieser Zellenart schwierig. Es empfiehlt sich dann eine unstrukturierte Vernetzung auf Basis z.B. von Tetraeder-Zellen.

Bei den in dieser Arbeit durchgeführten Berechnungen wurden die durchströmten Rohre als Zylinder modelliert, dessen Durchmesser dem Innendurchmesser des realen Rohres entspricht. Der Krümmer wurde nach Herstellerangaben mit einem Krümmungsradius von 1.5 D modelliert. Die Klappe wurde als fester Körper nach technischen Zeichnungen erstellt und von einem Zylinder subtrahiert. Das Laufrad wurde aus CAD-Daten des Herstellers in das Vernetzungsprogramm ANSA importiert und strukturiert vernetzt. Das Fluidvolumen des Spiralgehäuses wurde aus technischen Zeichnungen in der CAD-Software Pro Engineer neu erstellt.

Alle Geometrien, außer der Laufradgeometrie, wurden mit Hilfe der Software GAMBIT vernetzt. Die Zellen sind im Bereich der Rohre Hexaeder, bei der komplexeren Geometrie der Klappe, Rippe und Spirale werden Tetraeder eingesetzt. An der Wand befinden sich feinere Netze (boundary layers), mit denen es möglich ist eine optimale Distanz der ersten Gitterzelle zur Wand einzustellen, um so die Wandfunktionen der Turbulenzmodelle richtig anwenden zu können.

Als Erstes wurden die Störungsbestandteile **Klappe und Krümmer** einzeln numerisch berechnet, um die Eigenschaften der Strömung austrittseitig zu analysieren und die Rechnung mit theoretischen Daten auf Genauigkeit zu überprüfen. Die vernetzten Geometrien beider Rechnungen sind in Abbildung 6.2 zu erkennen. Um den Einfluss der Randbedingungen auf die Ergebnisse der Rechnung zu minimieren wurden die Zu- und Ablaufstrecke ausreichend lang modelliert.

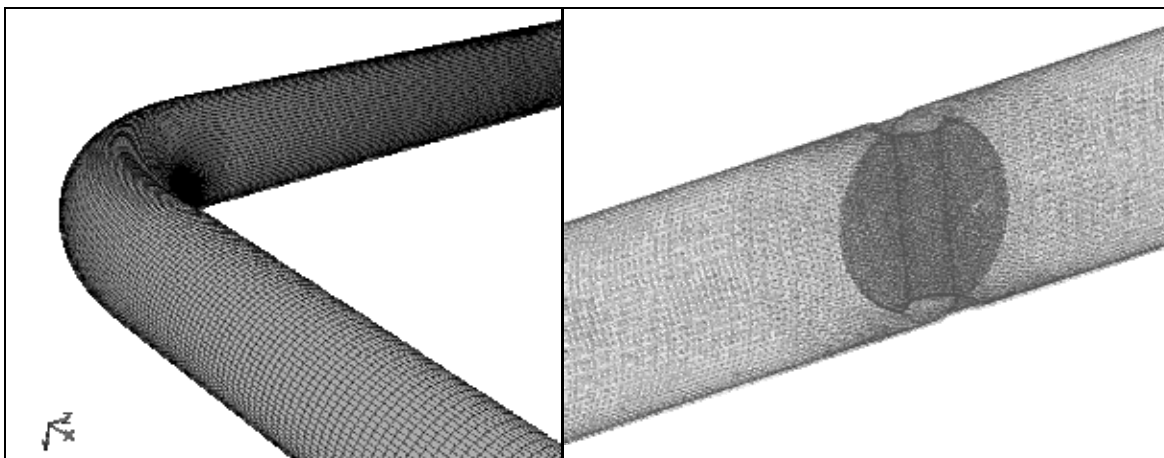


Abbildung 6.2: Schema und Vernetzung der Störungen (links:Klappe / rechts:Krümmer)

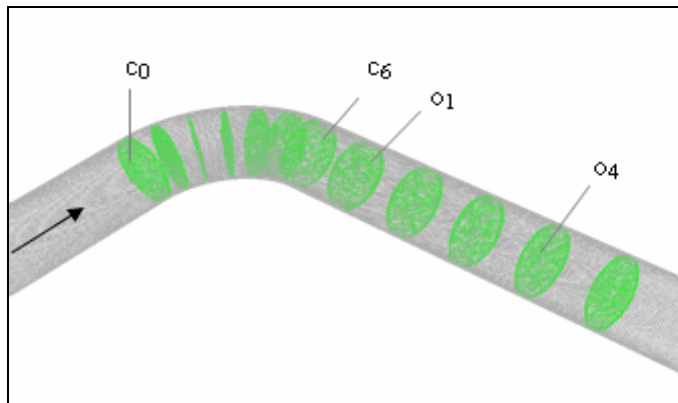


Abbildung 6.3: Gitter Krümmer mit Auswerteebenen.

Zur besseren Darstellung der Ergebnisse wurden austrittseitig der Störungen Ebenen eingefügt (siehe Abbildung 6.3). Die Ebenen sind im Krümmer jeweils um 15° (c_0 bis c_6) und im Rohr um $1 D$ (o_1 bis o_6) versetzt angeordnet. Die Zellenanzahl des Fluidvolumens beträgt beim Krümmer 704424 und bei der Klappe 1272651.

Als nächster Schritt wurden die untersuchten **Störungen** berechnet. Diese bestehen hauptsächlich aus einer Klappe, die unmittelbar vor einem 90° Rohrkrümmer eingebaut ist (siehe Kapitel 3). Die Varianten dieser Störung entstehen durch die Einbaubedingung der Klappe relativ zum Krümmer (senkrecht zur Krümmerebene „S“ oder in Krümmerebene „K“) sowie aus dem Abstand der Störung zum Saugstutzen der Pumpe.

Bei der Generierung des Fluidvolumens werden beide schon erwähnten Geometrien kombiniert und das in Abbildung 6.4 abgebildete Volumen erstellt. Das Eintrittsrohr wurde verkürzt, um Zellen und somit Rechenzeit zu sparen. Als Eintrittsrandbedingung wurde dafür ein ausgeprägtes turbulentes Profil eingegeben. Die Zellenanzahl beträgt bei der „S“ Variante 659 744 und bei der „K“ Variante 575 902.

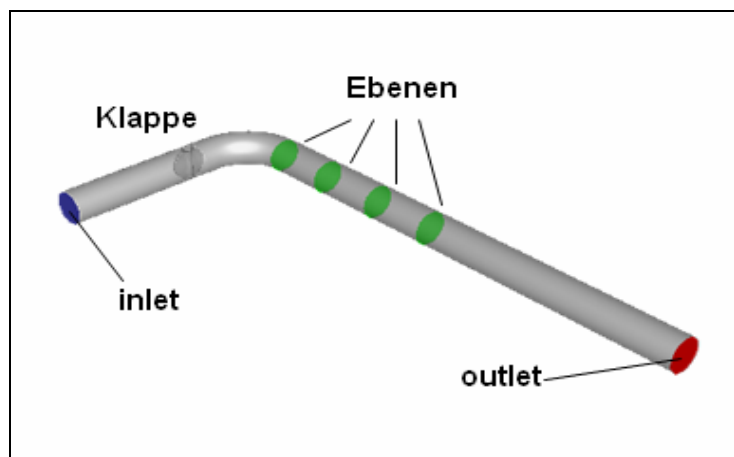


Abbildung 6.4: Schema der Störungskombination

Die Pumpe und deren Einfluss werden bei diesen Rechnungen vernachlässigt. Ist die reale Klappe komplett geöffnet, beträgt ihr Anstellwinkel nicht 90° , sondern 89° . Dies wurde auf einer Anreißplatte mit Hilfe einer Wasserwaage gemessen und bei den numerischen Untersuchungen berücksichtigt. Somit ist die Klappe bei der Variante „S“ zum inneren des Krümmungsradius und bei der Variante „K“ nach oben angestellt.

Auch in dieses Strömungsvolumen wurden Ebenen eingesetzt, um eine Strömungsanalyse durchzuführen. Die erste, dritte und sechste Ebene (o_1 , o_3 , o_6) nach dem Krümmer entsprechen den Messpositionen $0D$, $2D$ und $5D$.

Die Berechnungen der **Pumpe** mit den gestörten Zuströmungen sind Simulationen mit gekoppelten Referenzsystemen. Dafür wurde das Simulationsvolumen in folgende drei Gebiete (Fluidvolumen) unterteilt. Ein still stehendes Zuströmungsgebiet, ein rotierendes Laufrad und ein still stehendes Spiralgehäuse mit langer Druckleitung.

Die Zuströmung besteht beim ersten dieser Modelle aus einem Saugstutzen an dem als Eintrittsrandbedingung (inlet) die mit LDV gemessenen Geschwindigkeitsfelder eingegeben werden (siehe Abbildung 6.5). Die Anzahl der Zellen beträgt 852 394.

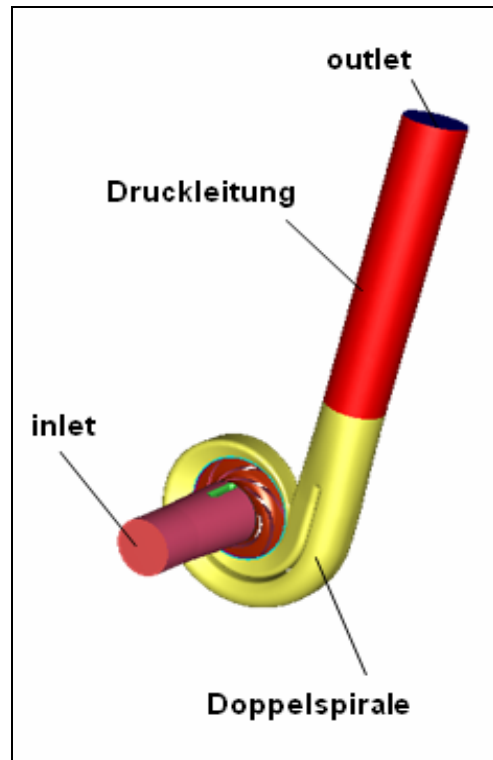
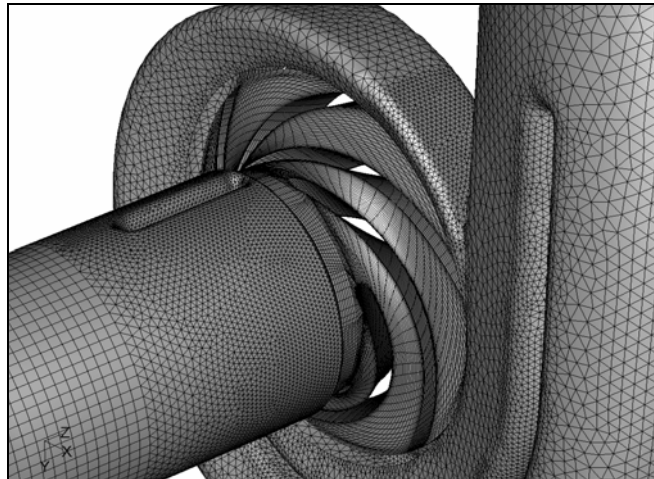


Abbildung 6.5: Simulationsmodell verkürztes System

Als letztes Modell wurde das gesamte System mit Störung abgebildet. Dabei besteht die Zuströmung aus den bereits beschriebenen Störungen. Die Pumpe entspricht dem vorherigen Modell. Die Anzahl der Zellen liegt je nach Länge zwischen Störung und Laufrad zwischen 1280199 und 1419242.

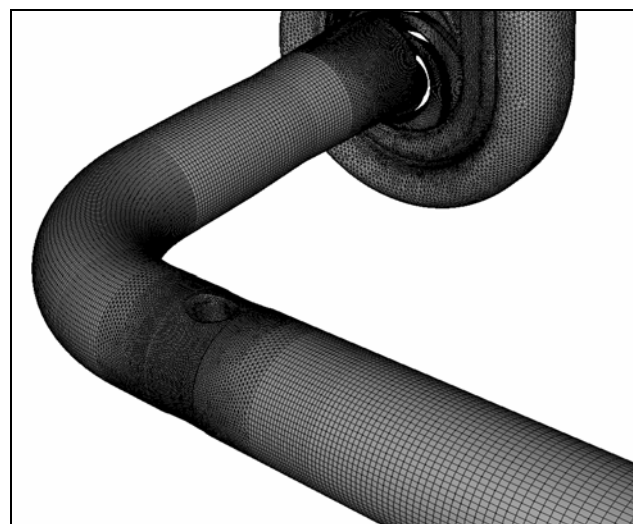
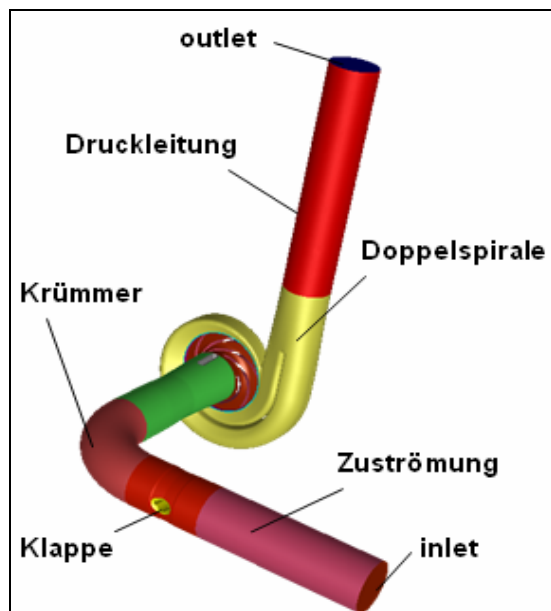


Abbildung 6.6: Simulationsmodell gesamtes System mit $L = 0$.

6.3 Einstellungen bei den Rechnungen

Der Vernetzung der Fluidzonen folgt die Einstellung der Randbedingungen. Bei den stationären Rechnungen beschränkt sich dies auf die Vorgabe der Eintrittsrandbedingung, des Fluids, der hydraulisch glatten Wände und der Austrittsrandbedingung. Als Eintrittsrandbedingung wurde am Eintritt („inlet“) eine konstante Geschwindigkeit (c_m) vorgegeben, die sich aus dem Volumenstrom und der Eintrittsfläche berechnet. Die Simulationen wurden im Bestpunkt der Pumpe durchgeführt, daher entspricht der Volumenstrom \dot{V}_{opt} . Am Austritt („outlet“) wurde der Ausgangsdruck festgelegt.

Durch die Vorgabe einer mittleren Geschwindigkeit am Eintritt benötigt man eine Rohrleitungslänge von ca. 12 D, damit sich daraus ein turbulentes Geschwindigkeitsprofil ausbildet. Es zeigte sich, dass nach dieser Länge das Profil seine Eigenschaften nicht mehr verändert, wie z.B. in Abbildung 6.7 am Wert des energetischen Verhältnisses der Axialgeschwindigkeit zu erkennen ist. Wie bereits in Kapitel 6.3 erwähnt, wurde dieses berechnete voll ausgeprägte turbulente Strömungsprofil als Eintrittsbedingung für die Rechnungen der untersuchten Störungen eingegeben. Das berechnete Profil wurde in Abbildung 6.8 mit den gemessenen und mit einem theoretischen Ansatz verglichen. Bei dem theoretischen Ansatz handelt es sich um das Potenzgesetz mit einer an die Reynoldszahl angepassten Potenz ($n = 9$). Sowohl die Variation verschiedener Turbulenzmodelle als auch die Änderung der Zellenanzahl ergaben keine bemerkenswerten Veränderungen des numerisch ermittelten Profils.

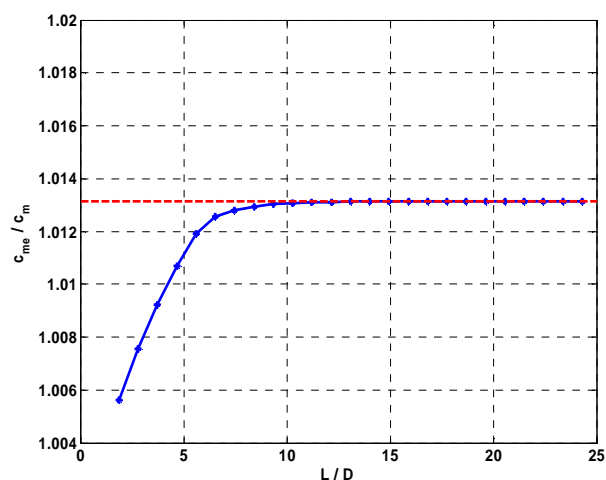


Abbildung 6.7: E_m des turbulenten Strömungsprofils

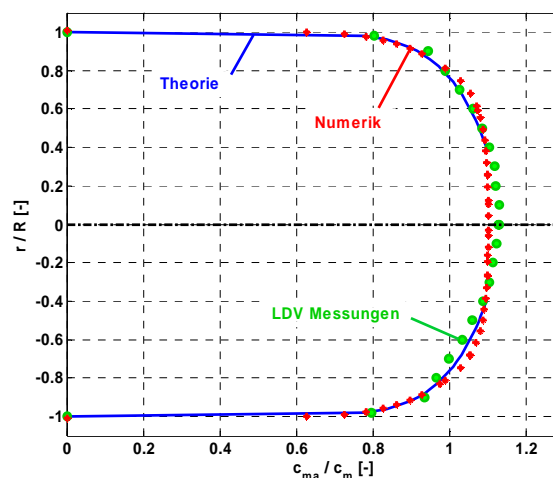


Abbildung 6.8: Vergleich des turbulenten Geschwindigkeitsprofils

Weitere Modellparameter der 3D-Berechnungen werden nachfolgend zusammengefasst:

- Als Strömungsmedium wurde flüssiges Wasser mit einer konstanten Dichte von 998.2 kg/m^3 angenommen.
- Es wurde ein „segregated solver“ verwendet, d.h. die Erhaltungsgleichungen werden getrennt gelöst.
- Die Linearisierungsmethode der Gleichungen erfolgt explizit, das bedeutet, dass bei der Diskretisierung der Gleichungen die zu lösende Variable mit bekannten Werten beschrieben wird und nicht von anderen Unbekannten abhängt.

- Allgemein wurde für die Approximation der konvektiven Flüsse der Erhaltungsgleichungen ein Verfahren zweiter Ordnung verwendet.
- Die flüssigkeitsberührten Oberflächen wurden als hydraulisch glatt angenommen.
- Um das Konvergenzverhalten der Rechnung zu beurteilen, wurde für jede Rechnung der Verlauf der Residuen über der Anzahl der Iterationsschritte überprüft, der Massenstrom und die massengewichtete Axialgeschwindigkeit am Eintritt kontrolliert.
- Zur Berechnung der Turbulenz werden bei den einfachen Modellen verschiedene Turbulenzmodelle angewendet und analysiert. Bei den Rechnungen mit gekoppelten Systemen wurde das k- ω SST-Modell verwendet. Die detaillierten Angaben werden in den entsprechenden Kapiteln erläutert.
- Bei den Rechnungen mit still stehenden und rotierenden verschiedenen Referenzsystemen wurden zusätzlich die in Tabelle 6.1 beschriebenen Einstellungen vorgenommen.
- Allgemein wurden die Rechnungen an einem Pentium IV-Rechner mit 2 GB RAM und 3GHz Taktfrequenz durchgeführt.

Tabelle 6.1: Randbedingungen bei Rechnungen gekoppelter Systeme

Randbedingung	Gesamtes System (Abbildung 6.6)	LDV-System (Abbildung 6.5)
inlet	Ausgeprägtes turbulentes Geschwindigkeitsprofil. $q = 1.0$	Gemessene Geschwindigkeitsprofile. $q = 0.8, 1.0$ und 1.2
outlet	3 bar	3 bar
Laufradfluid	MRF (stationär) / SM (instationär)	MRF (stationär) / SM (instationär)
Umdrehungen des Laufradfluids	2300 rpm	2300 rpm
Turbulenzmodell	SST	SST
Diskretisierung	Second order	Second order

Die Kopplungsbereiche zwischen still stehenden und bewegten Teilen (interfaces) werden in Abbildung 6.9 dargestellt.

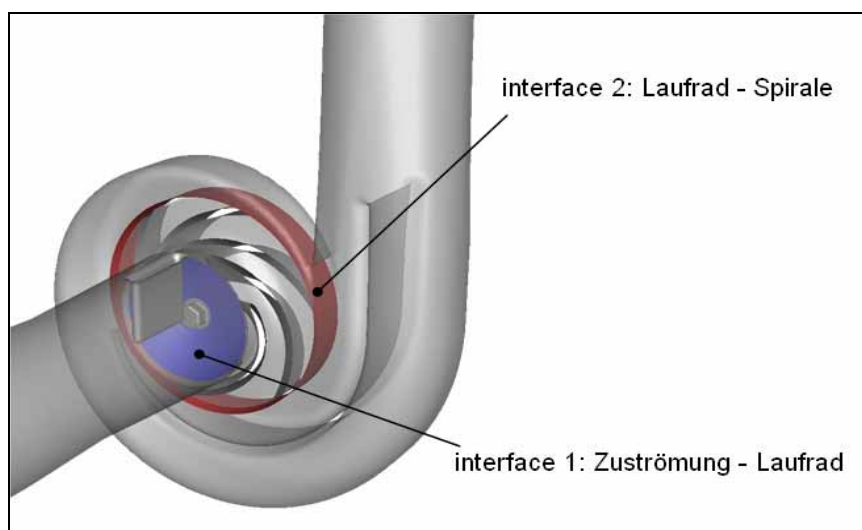


Abbildung 6.9: Interfaces zwischen still stehenden und rotierenden Gebiete

6.4 Berechnung der Störungen

Die Ergebnisse der numerischen Strömungssimulation der Störungen gliedern sich in vier Unterkapitel. Um die strömungsmechanischen Wechselwirkungen zwischen Klappe und Krümmer besser zu verstehen, wurden zunächst diese Bestandteile der Störungen separat simuliert und deren Ergebnisse in Kapitel 6.4.1 und 6.4.2 dokumentiert. Mittels bekannten Geschwindigkeitsverteilungen und Verlustbeiwerte wurden diese numerischen Berechnungen validiert. Es folgen die Berechnungen der Störungsvariante mit senkrecht eingebauter Klappe (Kapitel 6.4.3) und die der in Krümmerebene eingebauten Klappe (Kapitel 6.4.4). Für den Vergleich zwischen numerischen und experimentellen Daten dienen die mittels LDV gemessenen Geschwindigkeitsfelder an der gleichen Stelle vor der Pumpe bzw. nach der Störung.

Die Rechnungen wurden alle mit einem Diskretisierungsverfahren erster Ordnung gestartet und später auf zweite Ordnung umgestellt. Daraus resultiert ein stabileres und schnelleres Konvergenzverhalten. Der Residuenverlauf der Klappe ist in Abbildung 6.10 zu sehen. Hier wurden bei ca. 800 Iterationen das Moment auf 2. Ordnung umgestellt, bei 1800 die Werte k und ϵ .

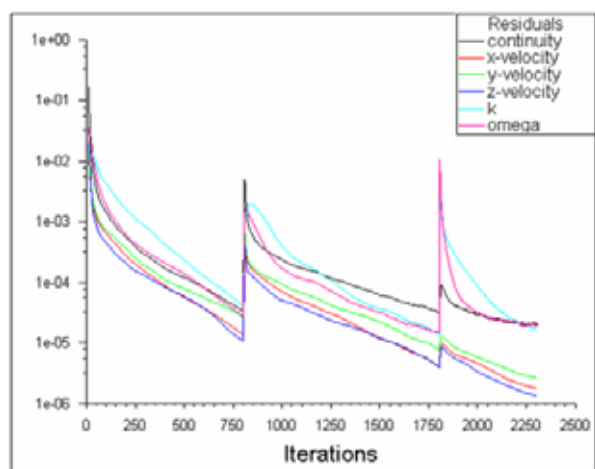


Abbildung 6.10: Residuenverlauf der Rechnung.

6.4.1 Stationäre Berechnungen der Klappe

Einen Überblick über die Umströmung der komplett geöffneten Klappe gibt die Darstellung der Axialgeschwindigkeit in verschiedenen Ebenen im Bereich der Klappe (Abbildung 6.11). Die Ebenen nach der Klappe sind jeweils um einen Rohrdurchmesser versetzt. Die auf die mittlere Axialgeschwindigkeit bezogenen Geschwindigkeitswerte werden mittels einer Farbskala (0 bis 1.5) angezeigt.

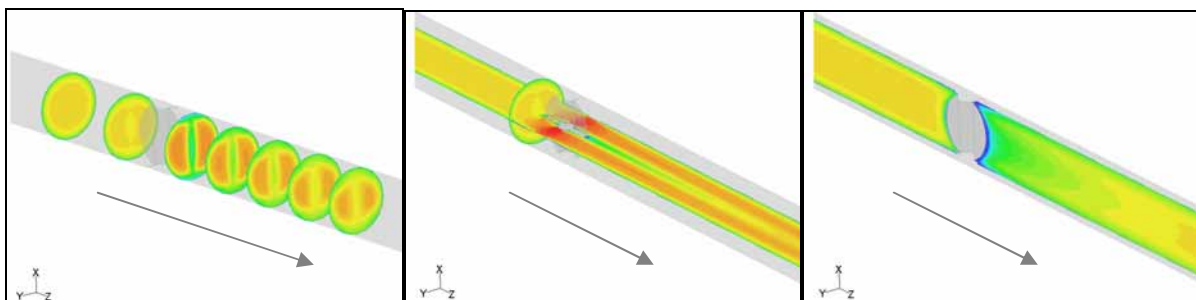


Abbildung 6.11: Axialgeschwindigkeit nach einer Klappe (SST).

Die axiale Komponente der Geschwindigkeit zeigt deutlich den Nachlaufbereich der linsenförmigen Klappe mit einer Zone niedriger Geschwindigkeit. Symmetrisch zur Klappenstellung bilden sich zwei Geschwindigkeitsmaxima auf Grund der Verengung des Querschnittes. Der Maximalwert im engsten Querschnitt (an der Klappenachse) beträgt bis zu 160 % der Mittelgeschwindigkeit.

Das Geschwindigkeitsfeld unmittelbar nach der Klappe ist in Abbildung 6.12 zu sehen. Nach der Klappe sind vier achsensymmetrische Wirbel zu erkennen. Die maximale Umfangsgeschwindigkeitskomponente tritt in der Nähe der Wand bei der minimalen Axialgeschwindigkeit, die mittels Farbskala angezeigt ist, auf und beträgt ca. 7 % der axialen Mittelgeschwindigkeit (c_m).

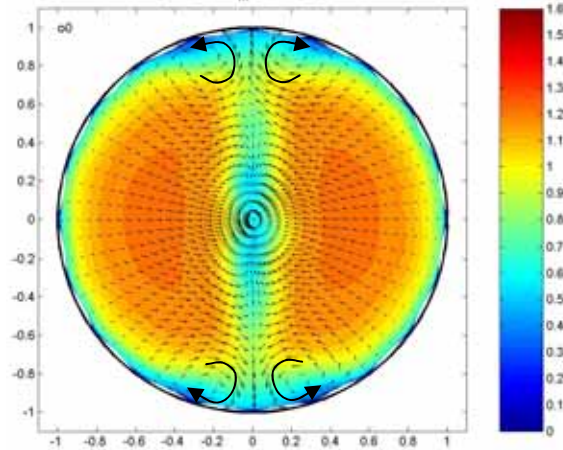


Abbildung 6.12: Geschwindigkeitsfeld nach der Klappe

Die Erhöhung des Impulses eines verformten Profils kann mit Hilfe der massengewichteten Mittelwertbildung der Axialgeschwindigkeit bzw. der in Kapitel 2.4 beschriebenen Kennzahl J_{ma} (Gl. 2.17) veranschaulicht werden. Dieser Wert der umströmten Klappe ist für jede Ebene und für verschiedene Turbulenzmodelle berechnet worden und ist in Abbildung 6.13 über dem Verhältnis L/D aufgetragen. Bei $L = 0$ befindet sich die Klappenachse. Deutlich wird die Erhöhung der Durchflussgeschwindigkeit bei der Querschnittsminderung durch die Klappenscheibe. Nach der Klappe verschwindet diese starke Geschwindigkeitserhöhung und vergleichmäßigt sich langsam zwischen 1 D und 5 D, erreicht jedoch erst nach 10 D wieder den Anfangswert des ungestörten turbulenten Profils. Große Abweichungen zwischen den Turbulenzmodellen ergeben sich hierbei nicht.

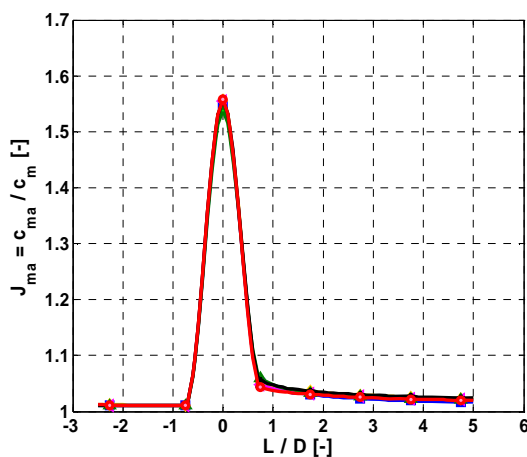


Abbildung 6.13: Massengewichtetes Verhältnis der Axialgeschwindigkeit

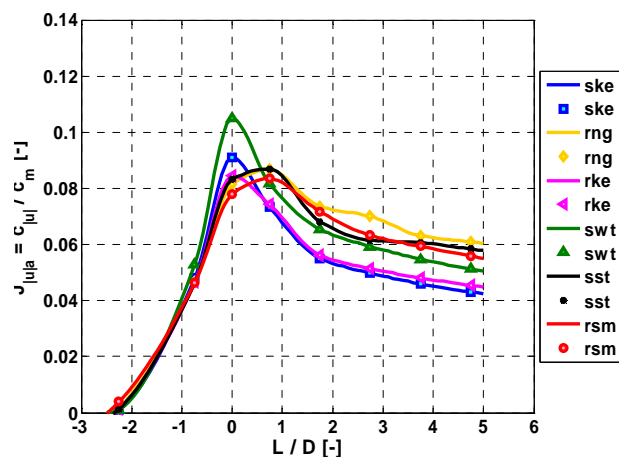


Abbildung 6.14: Absolutes Umfangskomponenten Verhältnis

Da die Geometrie symmetrisch ist, ist der Wert sowohl der Asymmetriezahl als auch der massengewichteten Umfangskomponente annähernd Null. Als Veranschaulichung der entstandenen Wirbel wird daher der massengewichtete Wert der Absolutumfangsgeschwindigkeit in Abbildung 6.14 gezeigt. Es ist klar zu erkennen, dass diese Werte bei

maximal 11 % der Mittelgeschwindigkeit c_m liegen und somit sehr klein sind. Es ist jedoch ein erheblicher Einfluss der Turbulenzmodellierung zu erkennen. Dabei bewirkt das RNG-Modell die größeren Umfangskomponenten nach der Klappe, das SKE-Modell die geringsten.

Die Werte der Turbulenzstärke in der ersten Ebene kurz nach der Klappenachse ($L = 0.7 \text{ DN}$) sind für die Berechnung mit dem SST-Modell in Abbildung 6.16 aufgezeichnet. In den Nachlaufgebieten der Klappenscheibe und in den vier Wirbeln sind höhere Turbulenzintensitäten zu beobachten.

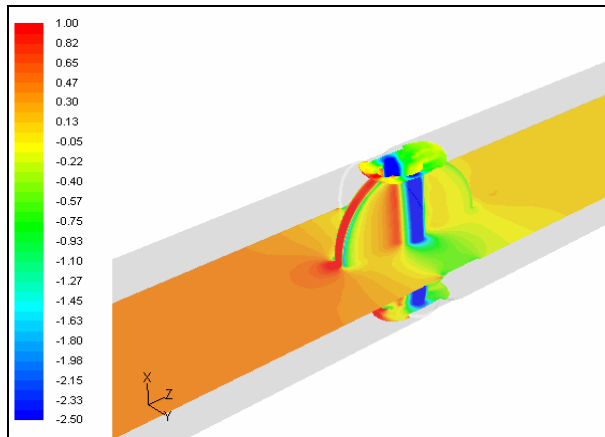


Abbildung 6.15: Druckverteilung an der Klappe.

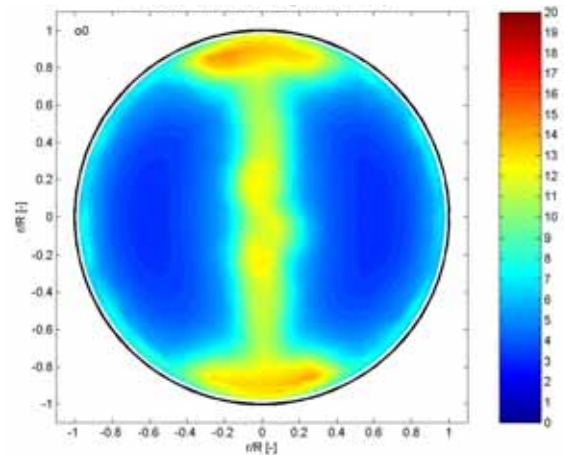


Abbildung 6.16: Turbulenzgrad nach der Klappe.

Die auf den Staudruck bezogene Druckverteilung an der Klappenoberfläche ist in Abbildung 6.15 abgebildet und zeigt deutlich die Erhöhung des statischen Druckes an der Anströmkante der Klappe und den Abfall bei der Umströmung der Klappenachse.

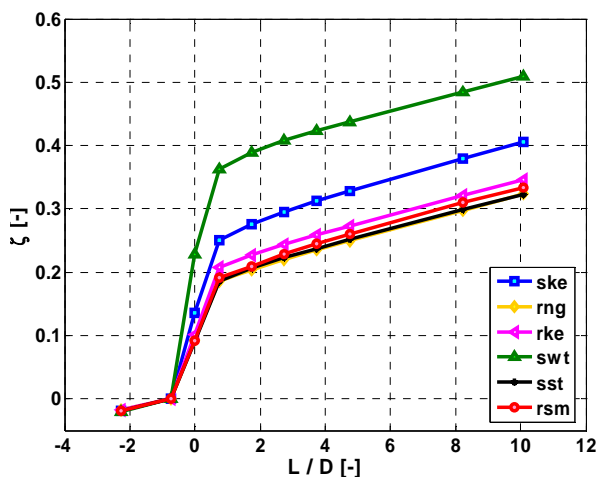


Abbildung 6.17: Widerstandsbeiwert bei der Umströmung der Klappe.

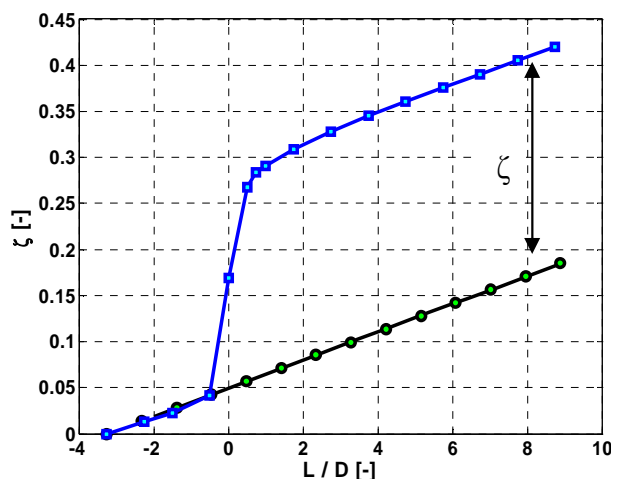


Abbildung 6.18: Widerstandsbeiwert der Klappe.

Anders als die Axialgeschwindigkeiten zeigen die Druckverläufe deutliche Unterschiede zwischen den Turbulenzmodellen (Abbildung 6.17). Hier ist der Verlustbeiwert ζ (Gl. 2.22) über der Länge der Leitung aufgetragen. Sehr hohe Verluste ergaben sich bei den Standard-

$k-\omega$ und $k-\varepsilon$ -Turbulenzmodellen. Der Widerstandsbeiwert für eine komplett geöffnete Klappe ist in der Literatur, u.a. bei Wagner [15] oder Idel'chik [47], mit 0.2 bis 0.25 angegeben, wobei dieser Wert die Verluste der Rohrreibung nicht beinhaltet, was in Abbildung 6.17 jedoch der Fall ist. Die Differenz zwischen den Verlusten wird in Abbildung 6.18 deutlich, in der der Verlustbeiwert der berechneten Klappe (SKE-Modell) mit dem eines berechneten geraden Rohres über dem Verhältnis L/D aufgetragen ist. Der starke Anstieg des Zeta-Wertes, verursacht durch die Stoß- und Mischungsverluste bei der An- bzw. Umströmung der Klappe, geht nach ca. 1 D zunehmend auf das lineare Verhalten der Rohrreibungsverluste über. Der Widerstandsbeiwert dieser Simulation beträgt somit ca. 0.24, was sehr gut mit den verschiedenen Literaturquellen übereinstimmt.

6.4.2 Stationäre Berechnungen des Krümmers

Wie schon in Kapitel 2.7 beschrieben bildet sich bei der Durchströmung eines Krümmers ein Gebiet mit hohen Axialgeschwindigkeiten an der inneren Wand des Krümmers, das nach dem Krümmer zur Krümmernaussenwand übergeht. Das maximale Axialgeschwindigkeitsverhältnis J_{ma} unmittelbar nach dem Krümmer beträgt 1.3 (siehe Abbildung 6.19). Die Isotachen der Axialgeschwindigkeit in den Ebenen c_6 und o_1 werden für die untersuchten Turbulenzmodelle im Anhang A mit experimentellen Messungen von Matthias [20] und Nippert [25] verglichen.

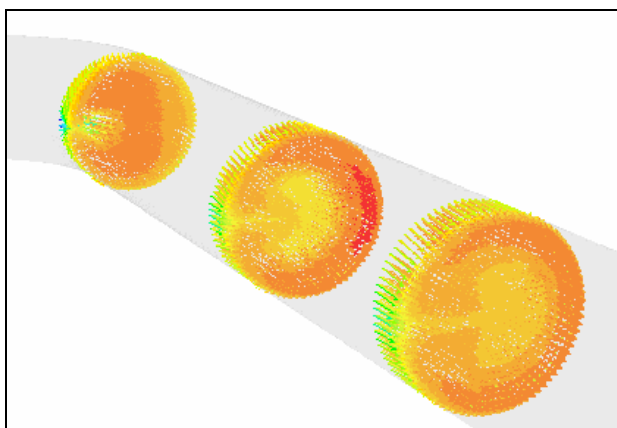


Abbildung 6.19: Axialgeschwindigkeit nach dem Krümmer.

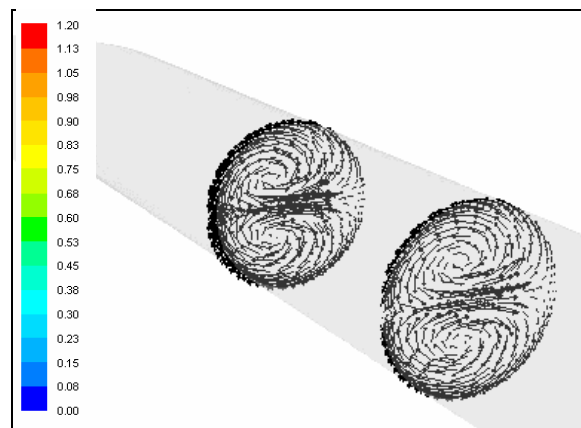


Abbildung 6.20: Doppelwirbel nach dem Krümmer.

Die massengewichtete Axialgeschwindigkeit bezogen auf c_m ist in Abbildung 6.21 zu sehen. Das Verhältnis L/D ist Null bei Beginn der Austrittsrohrleitung nach dem Krümmer, d.h. bei Ebene c_6 (siehe Abbildung 6.3). Hierbei wird deutlich, dass sich eine große Verzerrung des Strömungsprofils nach dem Austritt des Krümmers bildet, die dann exponentiell mit der Distanz L abnimmt. Wird der Einfluss des Turbulenzmodells verglichen, so liegen die Ergebnisse des RNG-Modells relativ zu den Ergebnissen der anderen Modelle deutlich höher.

Die Asymmetriezahl A ist für die Ebene o_1 ($L = 1$), in der sich der größte berechnete Wert der Asymmetriezahl findet, in Abbildung 6.22 aufgezeichnet. Die radiale Achse ist auf den Rohrradius bezogen, wobei 0° die äußere und 180° die innere Seite des Krümmungsradius entspricht. Es ist deutlich zu erkennen, dass eine symmetrische Verschiebung der

Axialkomponente von 5 % zur Außenseite des Rohres stattfindet. Große Unterschiede zwischen der Turbulenzmodellierung ergeben sich hierbei nicht.

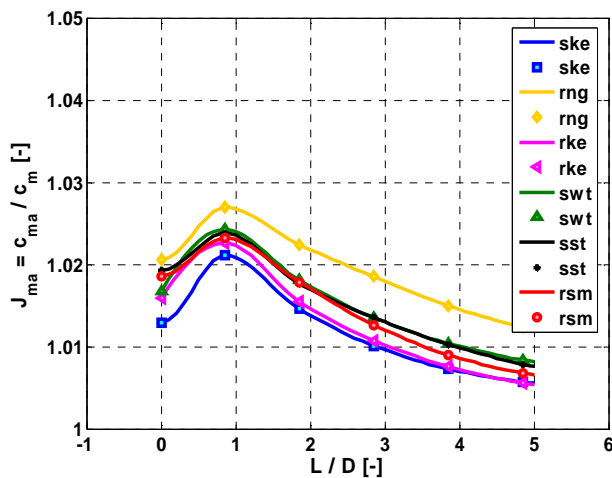


Abbildung 6.21: Verhältnis der massengewichteten Axialgeschwindigkeit.

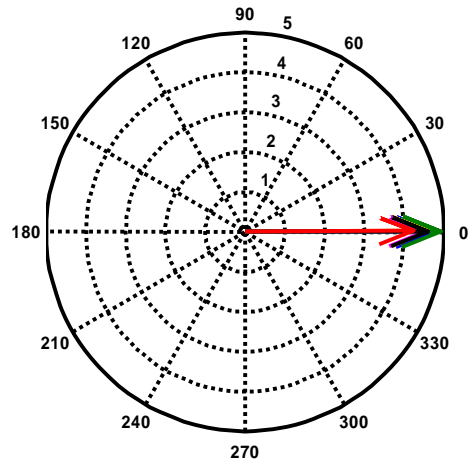


Abbildung 6.22: Asymmetriezahl Krümmer.

Die Umfangskomponenten bilden den schon in Kapitel 2.7 erklärten Doppelwirbel (siehe Abbildung 6.20) als Folge der auf die Teilchen einwirkenden Zentrifugalkraft und des dagegen einwirkenden Druckfeldes, welches in Abbildung 6.23 dargestellt ist. Die Gebiete, an denen auf Grund eines Druckanstieges in Strömungsrichtung an der Wand Ablösung auftreten kann, sind in dieser Abbildung gekennzeichnet. Bei den meisten der angewendeten Turbulenzmodelle entsteht kurz nach dem Krümmer an der Krümmerinnenwand eine Ablösezone. Diese ist beim Reynolds-Stress-Modell am deutlichsten und beim Standard-k- ϵ -Modell als einzigem gar nicht zu sehen. In Abbildung 6.24 ist der auf den Staudruck bezogene Differenzdruck für jede Ebene dargestellt. Es ist zu erkennen, dass der größte Druckgradient in der Ebene c_2 , d.h. 30° nach der Krümmereintrittsebene c_0 vorliegt.

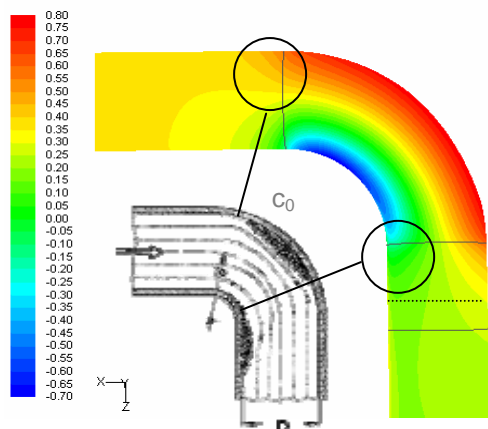


Abbildung 6.23: Druckfeld bei der Durchströmung eines Krümmers.

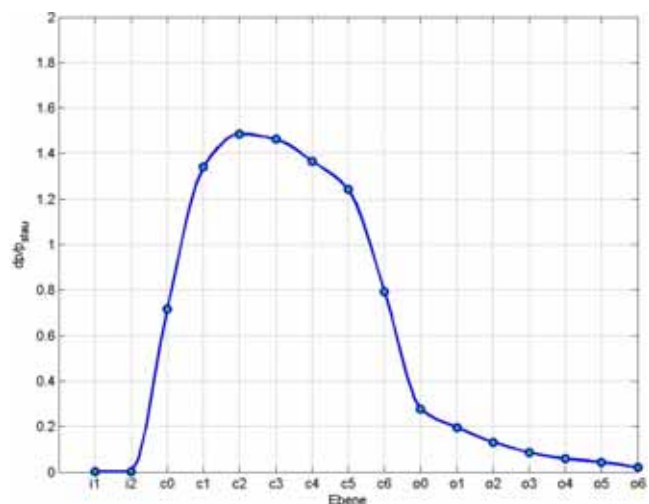


Abbildung 6.24: Differenzdruckverlauf in den Ebenen.

Die massengewichteten Werte der Absolutumfangsgeschwindigkeit werden in Abbildung 6.25 gezeigt und deuten auf hohe Umfangskomponenten nach dem Krümmer, die bis $L = 2D$

steil und danach flacher exponentiell abklingen. Auch hier sind die Werte der RNG-Turbulenzmodellierung viel höher als die der anderen Modelle.

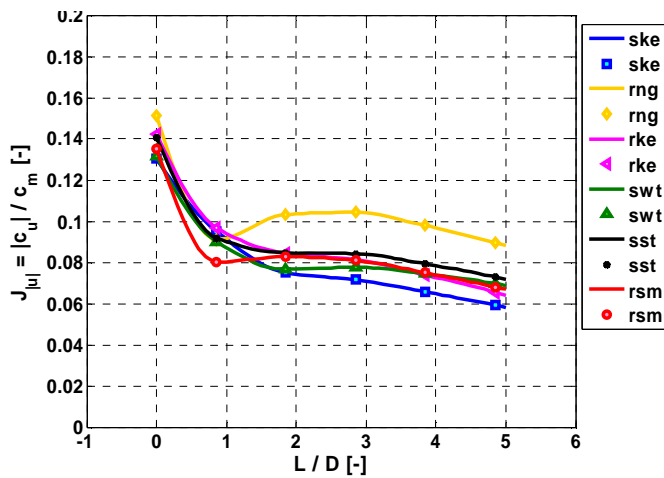


Abbildung 6.25: $J_{u/a}$ Wert des Krümmers

Bei der Durchströmung von Rohrkrümmern treten zusätzlich zu den Reibungsverlusten noch Umlenkverluste durch Ablösungen und Querströmungen auf. Davon bilden die Verluste durch Ablösungen für kleine Radius-Durchmesser-Verhältnisse ($R/D \leq 5$) den entscheidenden Teil.

Der Verlauf des Verlustbeiwert ζ über der Durchströmungslänge des Krümmers, bezogen auf die Eintrittsebene des Krümmers (Ebene c_0), ist für jedes angewendete Modell, bis auf das RNG- und das SST- Modell, ähnlich (siehe Abbildung 6.26). Hierzu ist anzumerken, dass die theoretischen Zeta-Werte der Umlenkverluste für den untersuchten Krümmer nach Idel'chik [47] $\zeta_{KU} = 0.14$ und nach Wagner [15] $\zeta_{KU} = 0.17$ beträgt, was deutlich höher als der numerisch berechnete Wert ist. Um vergleichen zu können werden die Totaldruckverluste des Krümmers mit dem eines geraden Rohres verglichen und nach einem ausgeglichenen Profil voneinander abgezogen (siehe Abbildung 6.27). Dabei entsteht für den Fall der Simulation mit dem Standard k- ϵ Modell der Wert $\zeta_{KU} \approx 0.1$. Da die Werte der numerischen Berechnungen den theoretischen Werten eines Krümmers ohne Ablösungen ähneln und die Ablösegebiete der Simulationen sehr klein waren, könnte das bedeuten, dass die Ablösegebiete durch die CFD nicht realistisch abgebildet werden.

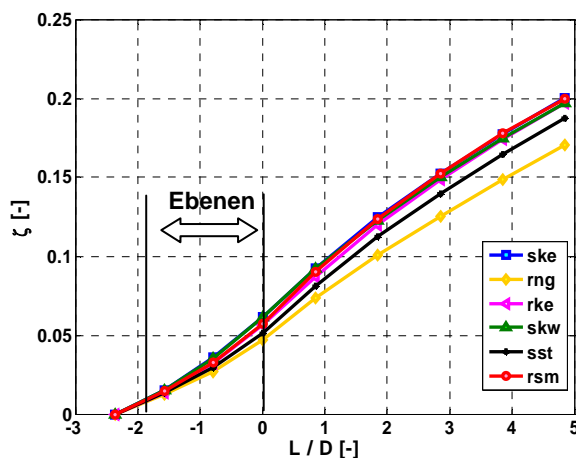


Abbildung 6.26: Widerstandsbeiwert des Krümmers.

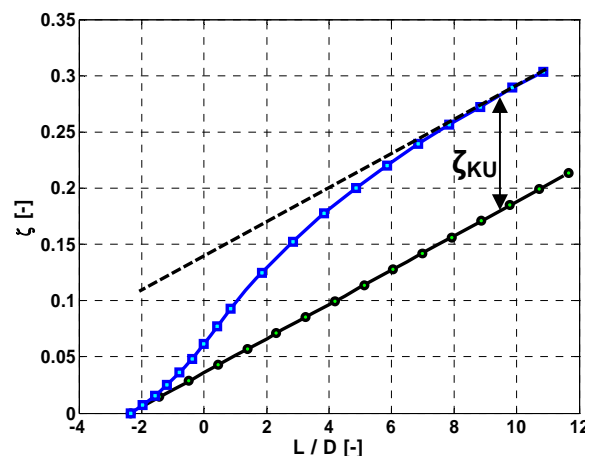


Abbildung 6.27: Widerstandsbeiwert des Krümmers und der Leitung.

6.4.3 Stationäre Berechnungen der Störungsvariante „S“

Die untersuchten Störungen wurden in Kapitel 3 beschrieben und das modellierte Fluidvolumen wurde in Kapitel 6.3 gezeigt. In diesem Kapitel werden nun die Ergebnisse der numerischen Berechnungen der Störungsvariante „S“ diskutiert. Als Validierung der Simulation wurden die experimentell ermittelten Geschwindigkeitsprofile vor der Pumpe bzw. nach der Störung verwendet.

Die Darstellung folgt aus Abbildung 6.28, wobei die Strömung von links kommend die Klappe und nachfolgend den Krümmer durchströmt. Die rechte Seite des Kreises entspricht dem Krümmeraußenradius, die linke dem inneren Radius. Die Koordinatendarstellung erfolgt analog zu den LDV-Messergebnissen.

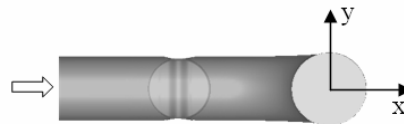


Abbildung 6.28: Darstellung Geschwindigkeitsprofile.

Ein Drall im Uhrzeigersinn wird in den nachfolgenden Betrachtungen negativ aufgezeichnet. Die bei der Variante „S“ senkrecht zur Krümmerebene eingebaute Klappe wird schematisch in Abbildung 6.29 gezeigt.

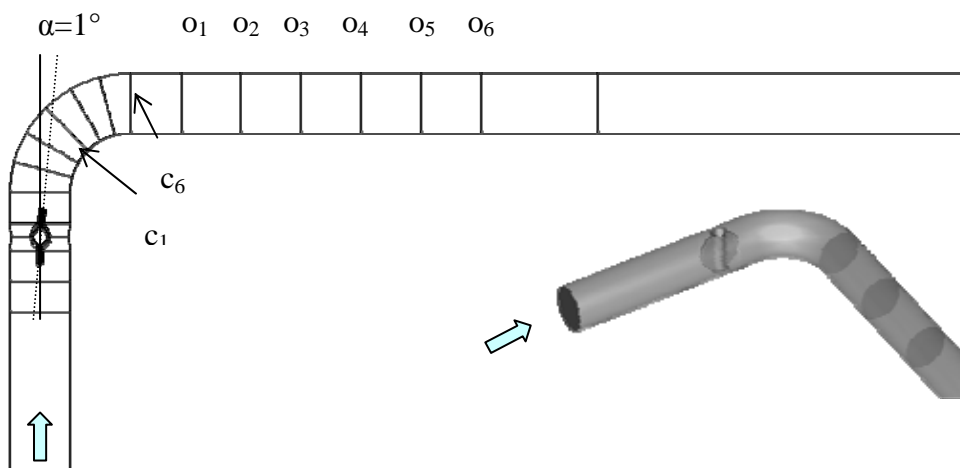


Abbildung 6.29: Schema Störungsvariante „S“.

Es wurden Rechnungen mit den in Kapitel 6.1.2 beschriebenen statistischen Turbulenzmodellen durchgeführt. Die ausgewerteten Geschwindigkeitsprofile finden sich in Anhang B. Die besten Übereinstimmung der Geschwindigkeitsfelder lieferten die Turbulenzmodelle SKE, RKE und SST. Gute Konvergenzverläufe wurden nur bei dem SKE Modell erreicht. Das Reynolds-Stress-Modell zeigte ein schlechtes Konvergenzverhalten, was der Grund dafür ist, warum diese Ergebnisse nicht in den Grafiken dokumentiert wurden. Der Vergleich des SKE-Modells mit den gemessenen Ergebnissen für die Messebenen 0D, 2D und 5D bzw. o_1 , o_3 und o_6 ist in Abbildung 6.30 für das axiale Verhältnis der Geschwindigkeiten c_{ax}/c_m dargestellt. Die Lage der Gebiete von hoher und niedriger Geschwindigkeit wird von der Numerik richtig wiedergegeben. Vergleich man die Geschwindigkeiten des Experiments mit der Simulation an gleichen Stellen, so ergeben sich

Unterschiede, wie in Abbildung 6.30 zu erkennen ist. Für das Geschwindigkeitsmaximum in der Ebene o_1 ergibt sich eine Abweichung von ca. 8 %. (1. Spalte). Die Vergleichmäßigung des Profils nach 5 D wird auch gut von der Numerik abgebildet.

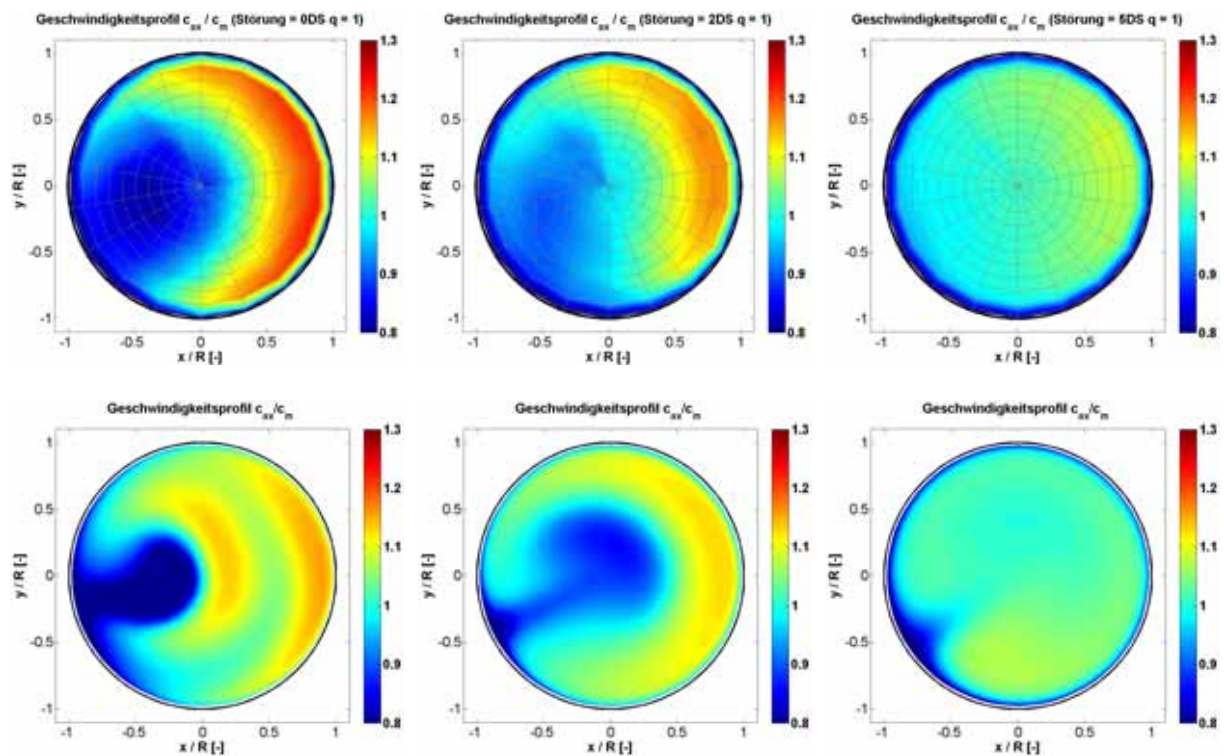


Abbildung 6.30: Vergleich der axialen Geschwindigkeitsfelder aus Messungen (oben) / Simulation (unten), mit SKE-Turbulenzmodell

Der Verlauf der J_{ma} Kennzahl über der bezogenen Länge nach dem Krümmer (Abbildung 6.31) hat ein ähnliches Verhalten wie das des einzelnen Krümmers (siehe Abbildung 6.21) doch die Werte sind etwas geringer. Auch hier berechnet das RNG Turbulenzmodell wesentlich höhere Werte als die anderen Modelle. Die beste Übereinstimmung der J_{ma} Zahl mit den gemessenen Werten ist für die Berechnungen mit dem SKE- und RKE-Turbulenzmodell zu erkennen.

Die Neigung des Massenstromschwerpunktes zum oberen Teil des Krümmeraußenbereich kann mittels der Asymmetriezahl in der Ebene o_1 gut dargestellt werden (siehe Abbildung 6.32). Die Werte dieser Zahl sind für jedes Turbulenzmodell ähnlich, ca. 4.5 % des Radius, und deutlich höher als die experimentellen Daten, die ca. 2.5 % betragen (siehe Abbildung 5.15). Die Position des Schwerpunktes wird beim SST-Modell ein wenig zu hoch und für das RNG-Modell zu niedrig berechnet, alle anderen Modelle geben mit ca. 15° Neigung den Messwert ziemlich genau wieder.

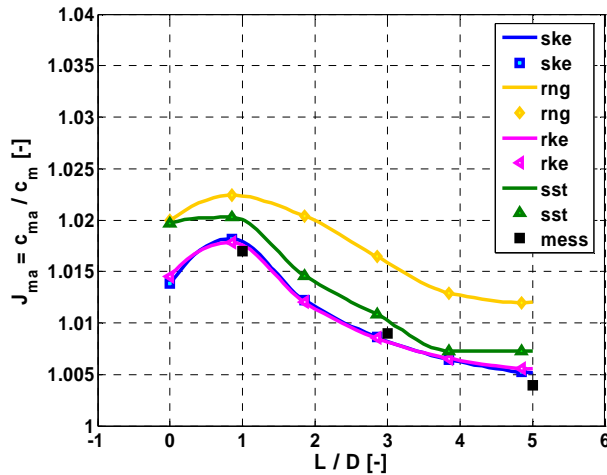


Abbildung 6.31: Verhältnis der massengewichteten Axialgeschwindigkeit.

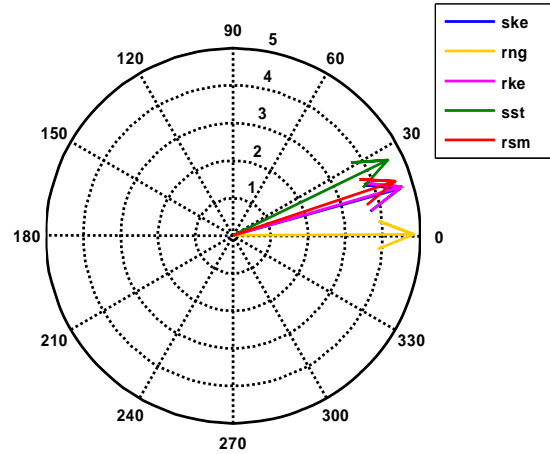


Abbildung 6.32: Asymmetrie der Störungsvariante „S“ bei $L = 0$.

Das Verhältnis der Umfangskomponente zur mittleren Axialgeschwindigkeit c_{ui}/c_m der gemessenen und berechneten Daten wird in Abbildung 6.33 für die Ebenen 0D, 2D und 5D gezeigt. Bei den numerischen Daten werden die Umfangskomponenten an den Messpunkten des Rohrquerschnittes bewertet und aufgezeichnet. Hierbei sind große Abweichungen der Numerik festzustellen, einerseits wegen den höheren Werten der Umfangskomponente, andererseits wegen der noch nach 5D bestehenden Wirbel, die bei den Messungen fast verschwinden.

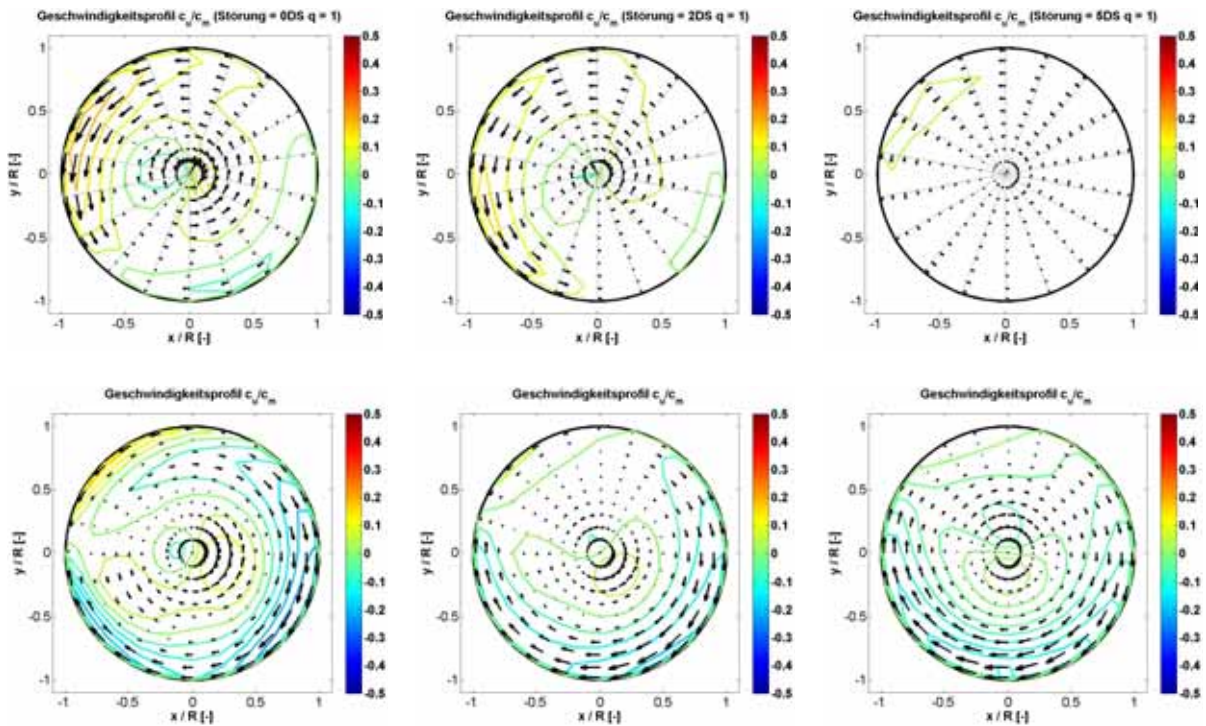


Abbildung 6.33: Vergleich der Umfangsgeschwindigkeitsfelder: Messungen (oben)/ Simulation (unten) mit SKE-Turbulenzmodell

Der Verlauf der J_{ua} - und $J_{|u|a}$ -Kennzahlen ist in Abbildung 6.34 bzw. Abbildung 6.35 dargestellt. Das Auftreten zweier entgegengesetzter Wirbel wird hierbei durch die höheren Absolutwerte deutlich. Die Richtung des Dralls ist am Vorzeichen der J_{ua} Kennzahl zu erkennen, die auf eine positive gemittelte Drallgröße hindeutet. Die Messungen ergaben für diese Störung einen deutlichen Mitdrall, der von keiner der durchgeführten Rechnung richtig abgebildet wurde. Wegen der starken Abweichungen der Umfangskomponente zwischen Experiment und Numerik (siehe Abbildung 6.34) darf aus der $J_{|u|a}$ -Kenngröße nicht der Schluss gezogen werden, dass das RNG das geeignete Turbulenzmodell ist.

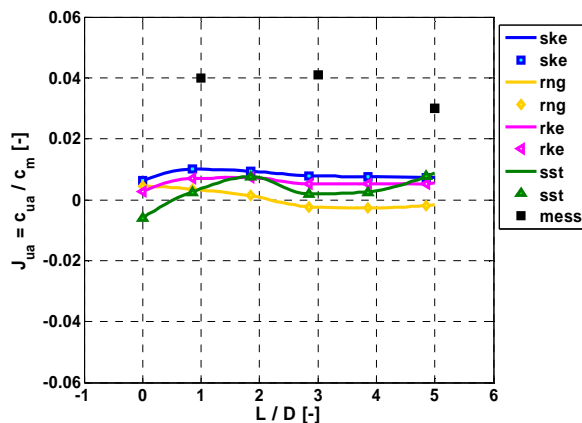


Abbildung 6.34: Umfangsgeschwindigkeitsverhältnis der Störungsvariante „S“.

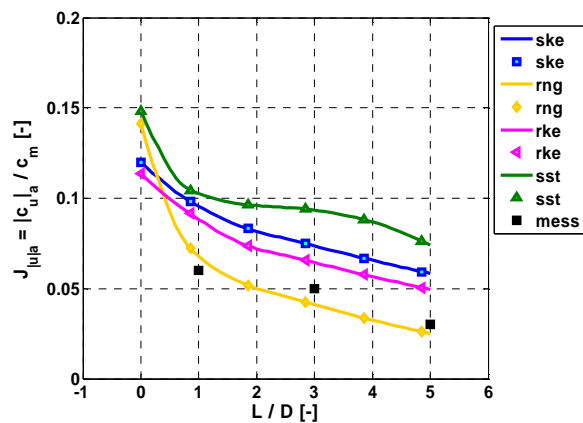


Abbildung 6.35: Absolutumfangsgeschwindigkeitsverhältnis der Variante „S“.

Obwohl die Geschwindigkeitsfelder nicht ganz mit den gemessenen Werten übereinstimmen, ist es möglich das Zusammenwirken von Klappe und Krümmer zu verstehen und die Strömung durch die Störung nachzuvollziehen.

Die Ursache für die positive Neigung (ca. 15°) des axialen Massenschwerpunktes und die größeren Umfangskomponenten in positiver Richtung sind eine Ablösung und ein Wirbel, die an der Klappe entstehen. Das Geschwindigkeitsfeld der Ebene c_1 im ersten Bild von Abbildung 6.36 links oben zeigt diese Wirkung. Das Bild darunter zeigt das Feld am Austritt des Krümmers in Ebene o_0 . Es ist zu beachten, dass bei diesen Grafiken die Farbskala geändert ist, da sich größere Geschwindigkeitsgradienten in den Daten befinden.

Der Einfluss der Anstellung der Klappe soll ebenfalls anhand Abbildung 6.36 dokumentiert werden. Dafür wurden zusätzliche numerische Berechnungen der Störungskombination mit einer 90° geöffneten Klappe und mit einer um einen Grad nach außen angestellten Klappe durchgeführt. Sonstige Einstellungen wurden bei diesen Rechnungen beibehalten.

Sowohl bei der 90° Klappe, als auch bei der Klappe, die nach außen angestellt ist, bilden sich symmetrische Geschwindigkeitsfelder. Bei den mit Farben skalierten Axialkomponenten ist einerseits der Einfluss der vorher durchströmten Klappe, andererseits die Rückwirkung des Krümmers deutlich zu erkennen.

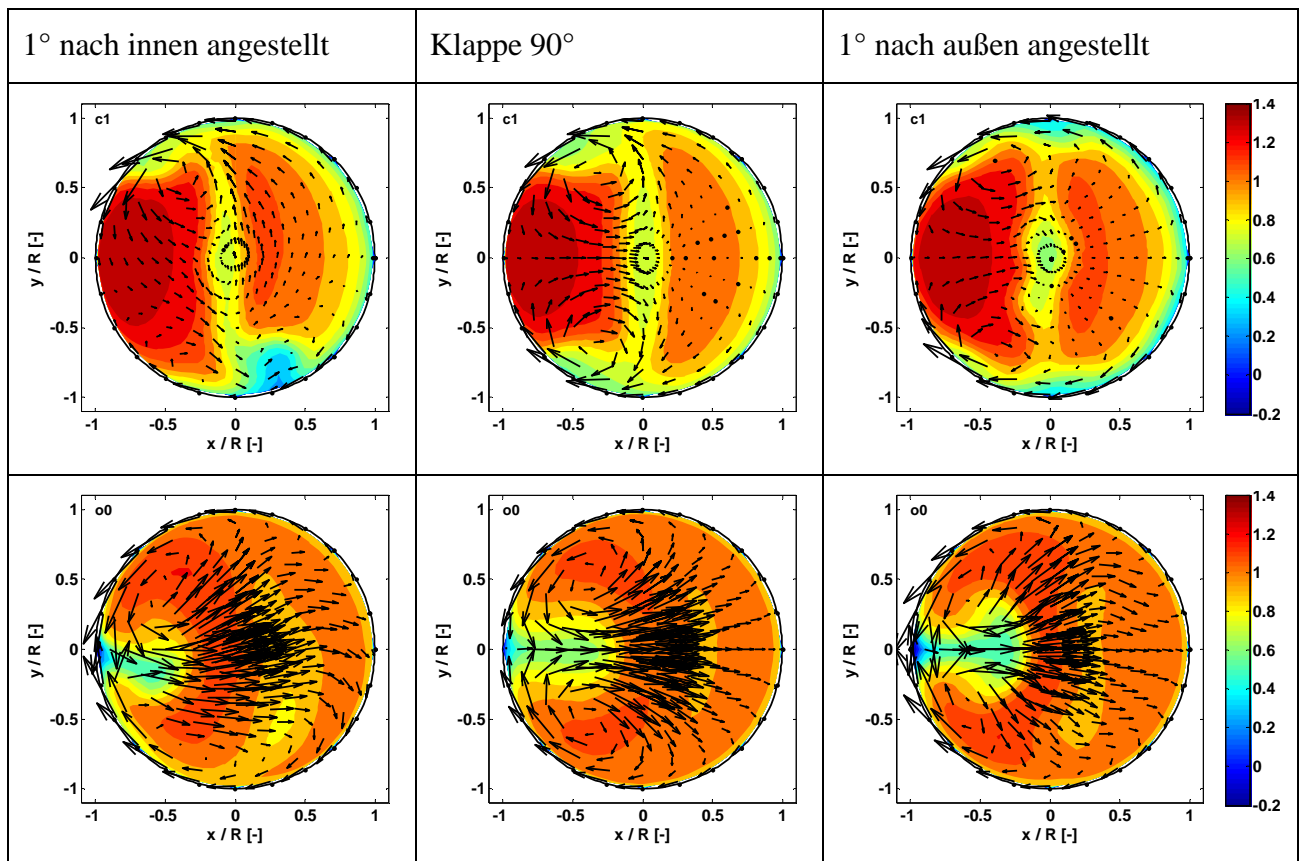


Abbildung 6.36: Geschwindigkeitsfelder nach der Klappe vor dem Krümmer.

Die Umfangskomponenten zeigen den Doppelwirbel, der bei der nach innen angestellten Klappe wegen der Ablösung beeinträchtigt ist und ein asymmetrisches Feld bildet, was auch in den Messungen zu beobachten ist (siehe Abbildung 5.7 und Abbildung 5.8).

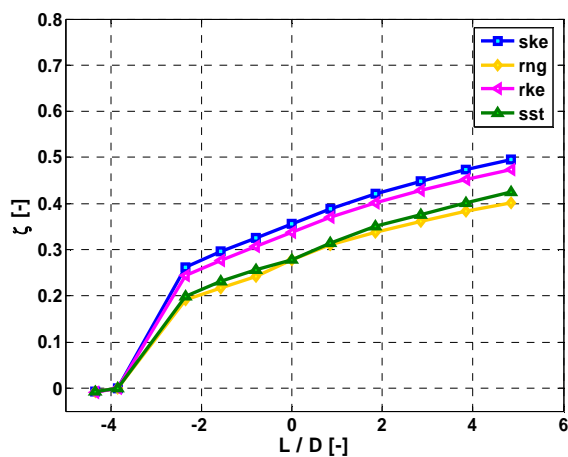


Abbildung 6.37: Widerstandsbeiwert bei der Durchströmung der Variante „S“.

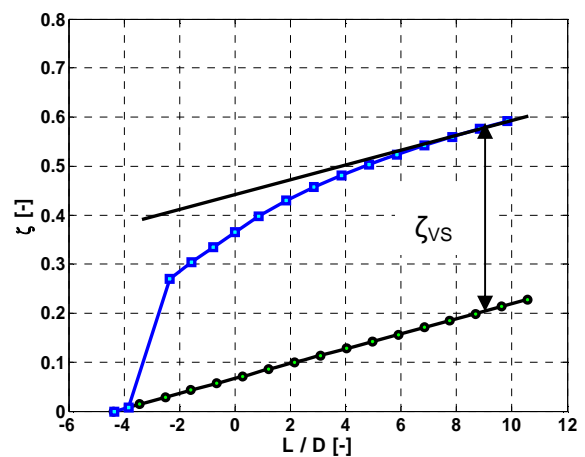


Abbildung 6.38: Widerstandsbeiwert der Variante „S“.

Der Druckverlust, der von dieser Störung verursacht wird, wurde nicht gemessen, kann aber mittels Simulation abgeschätzt werden. Der Verlustbeiwert für alle Turbulenzmodelle über der Abströmlänge L/D ist in Abbildung 6.37 aufgetragen. Um die ausschließlich von der

Störung verursachen zu berechnen wird der Verlustbeiwert des SKE-Modells mit dem einer geraden Rohrströmung verglichen (siehe Abbildung 6.38). Hieraus ist es möglich den Verlustbeiwert der Störung von $\zeta = 0.37$ zu ermitteln. Wird dieser Wert mit den vorher berechneten Werten der Klappe ($\zeta_{\text{Klappe}} \approx 0.24$) und des Krümmers ($\zeta_{\text{Krümmer}} \approx 0.1$) verglichen, ist festzustellen, dass die Kombination beider Störungen einen etwas höheren Wert (+0.03) der Summe beider Verluste hat.

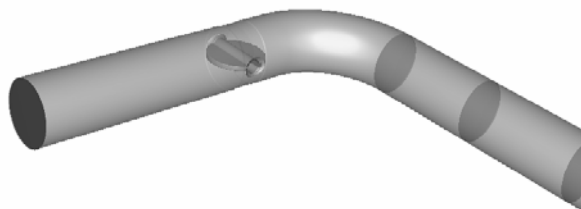
Die numerisch berechneten Turbulenzintensitäten werden nach Gl. 4.5 berechnet, wobei c_m dem Mittelwert der Strömungsgeschwindigkeit entspricht und k der turbulenten kinetischen Energie, die mit einem isotropischen Turbulenzansatz berechnet wird (siehe Kapitel 6.2.2).

$$Tu = \frac{\sqrt{\frac{2}{3}k}}{c_m} \quad (6.20)$$

Die Turbulenzintensitäten der Simulationen zeigen deutlich geringere Werte als die aus den Messdaten nach Gl 4.5 berechneten Werte. Die Abweichungen betrugen ca. 50 % und werden in Kapitel 6.4.5 zusammen mit den Ergebnissen der Variante „K“ näher untersucht.

6.4.4 Stationäre Berechnungen der Störungsvariante „K“

Das Rechengebiet für die Berechnung der in Krümmerebene eingebauten Klappe gleicht der der Variante „S“ bis auf die Anstellung der Klappe relativ zur Krümmerebene. Die Einbauart der Klappe wird anhand Abbildung 6.39 deutlich. Die Anstellung der Klappe zum Krümmer beträgt 1° nach oben. Auch bei diesen Rechnungen war eine konvergierende Lösung für einige Turbulenzmodelle schwierig zu erreichen und die Ergebnisse waren teilweise nicht zufrieden stellend



Die Geschwindigkeitsfelder der gesamten Rechnungen finden sich in Anhang C. Das Feld der Strömungsgeschwindigkeit ändert sich bei den numerischen Rechnungen nicht sehr stark mit der Distanz. Der Drall jedoch wird sehr stark geschwächt, was nicht der Fall bei den Messungen war.

Abbildung 6.39: Störungsvariante „K“

Ein Vergleich der axialen Geschwindigkeiten zwischen Messungen (1.Zeile) und der Simulation mit SKE-Turbulenzmodell (2.Zeile) ist in Abbildung 6.40 zu sehen. Die 1. Spalte entspricht der Distanz $L/D = 0$, die zweite der Distanz $L/D = 2$ und die dritte der Distanz $L/D = 5$. Zu erkennen ist eine Axialverteilung mit maximalen Werten an der Wandaußenseite, die deutlich von der gemessenen Verteilung abweicht. Das RKE-Modell ergab ähnliche Ergebnisse, die RNG bewirkte zu hohe Werte der axialen Komponente. Auch hier wird auf die Darstellung der unter Verwendung des RSM-Modells erzielten Ergebnisse auf Grund der schlechten Konvergenz verzichtet.

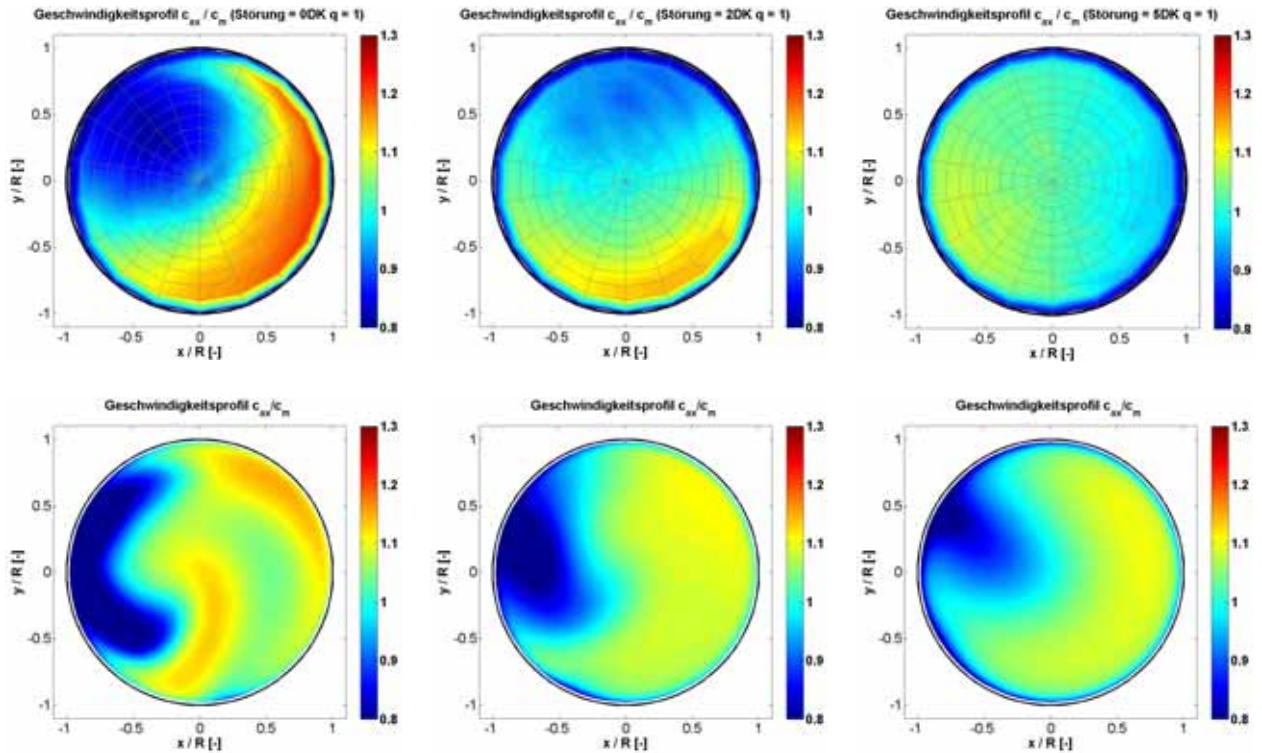


Abbildung 6.40: Axialgeschwindigkeitsfeld nach der Störung, SKE.

Der Verlauf der Axialkennzahl ist in Abbildung 6.41 gezeigt. Alle Werte zeigen eine höhere Verzerrung des Geschwindigkeitsprofils im Vergleich zum gemessenen. Auch die Asymmetriezahl zeigt keine Neigung zu den gemessenen 320° (siehe Abbildung 6.42).

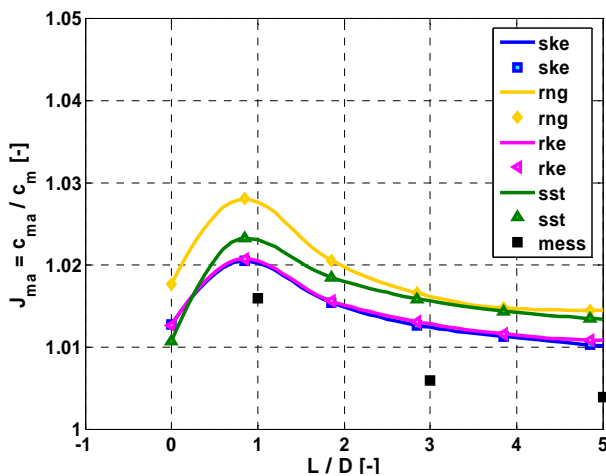


Abbildung 6.41: Verhältnis der massengewichteten Axialgeschwindigkeit.

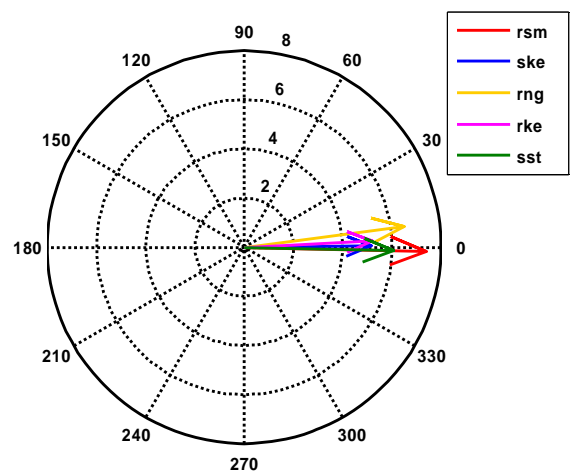


Abbildung 6.42: Asymmetrie der Störungsvariante „K“ bei $L = 0$.

Der negative Drall ist in jeder Simulation zu beobachten, die Maximalwerte befinden sich jedoch auf der entgegengesetzten Seite in Vergleich zu den gemessenen Daten. Bei den numerischen Ergebnissen existiert bis 2 D nach der Störung ein zweiter Wirbel mit positiver Drehrichtung, der bei den Messungen nicht zu erkennen ist. Das Gebiet der Maximalwerte wandert mit dem Drall sowohl bei den Messungen, wie auch bei der Simulation. Der Drall schwächt sich bei der Numerik sehr schnell mit der Distanz ab, der gemessene Drall nicht, er besitzt auch nach 5D noch sehr hohe Werte.

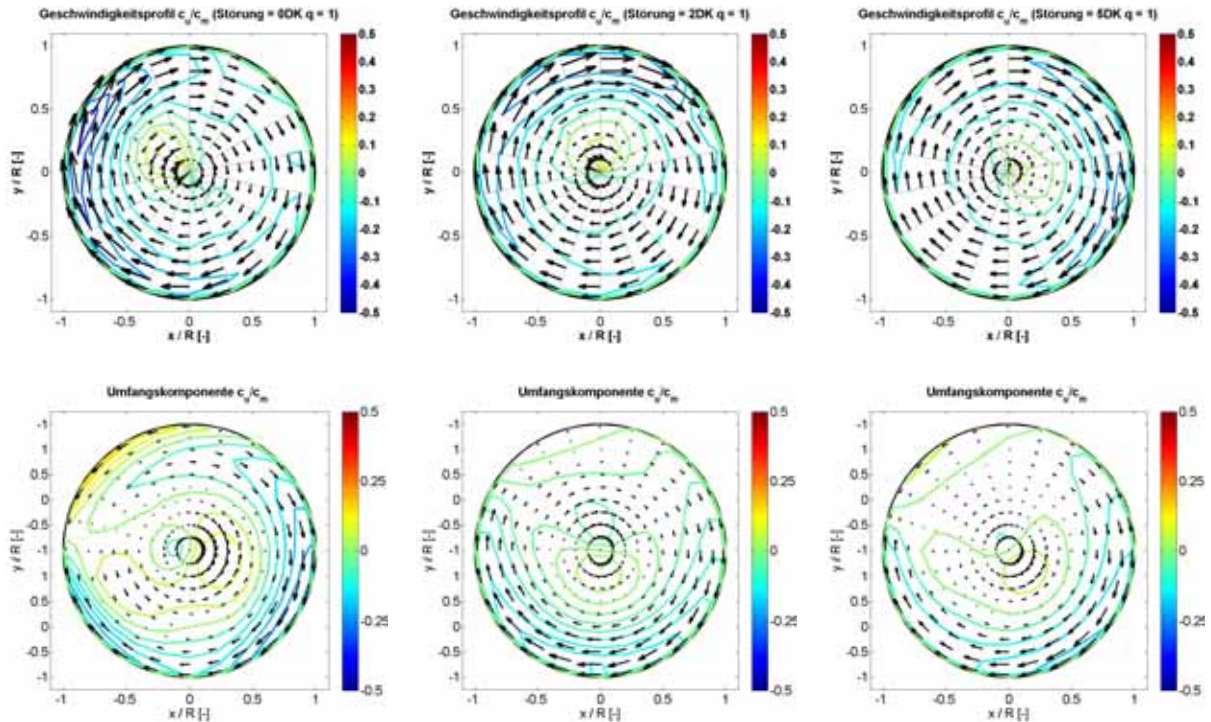


Abbildung 6.43: Umfangsgeschwindigkeit nach der Störung

Die Kennzahlen der Umfangskomponente zeigen einerseits in Abbildung 6.44 einen negativen Drall und in Abbildung 6.45 ist anhand der größeren absoluten Werte festzustellen, dass nicht nur eine Drallrichtung vorhanden ist. Erst nach 3D ähneln sich die Werte, was auf einen in einer Richtung drehenden Wirbel hinweist. Zwar ist die Drallrichtung in den numerischen Werten zu erkennen, doch die Beträge sind wesentlich geringer als die gemessenen.

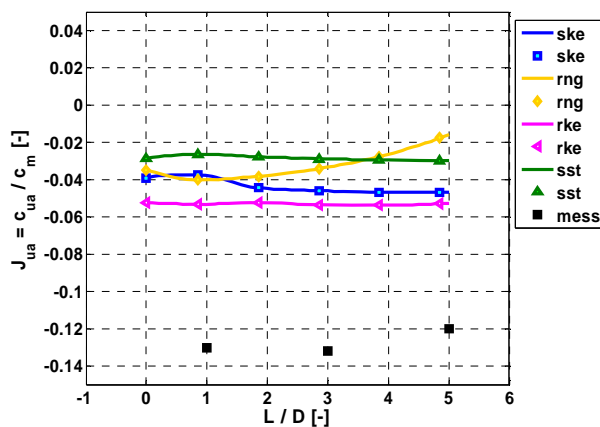


Abbildung 6.44:
Umfangsgeschwindigkeitsverhältnis.

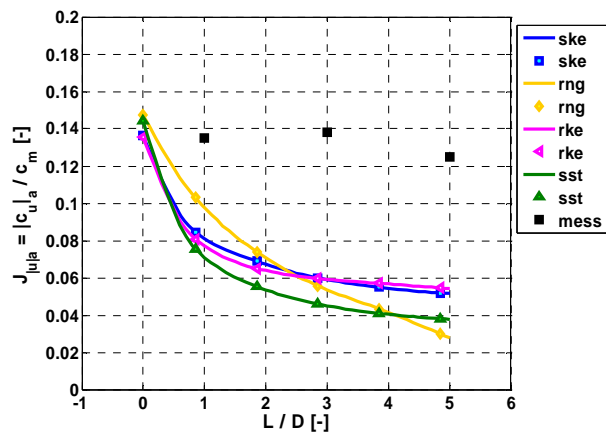


Abbildung 6.45:
Absolutumfangsgeschwindigkeitsverhältnis.

Der Verlustbeiwert dieser Störung wird für verschiedene Turbulenzmodelle berechnet und ist in Abbildung 6.46 dargestellt. Auch hier ergeben sich deutliche Unterschiede zwischen den untersuchten Turbulenzmodellen. Der Strömungsverlust für diese Störung unter Verwendung des SKE-Modells ist in Abbildung 6.47 zu sehen. Der Verlustbeiwert der Störung liegt bei $\zeta_{\text{Variante „K“}} = 0.5$ und somit deutlich höher als der ζ -Wert der Variante „S“.

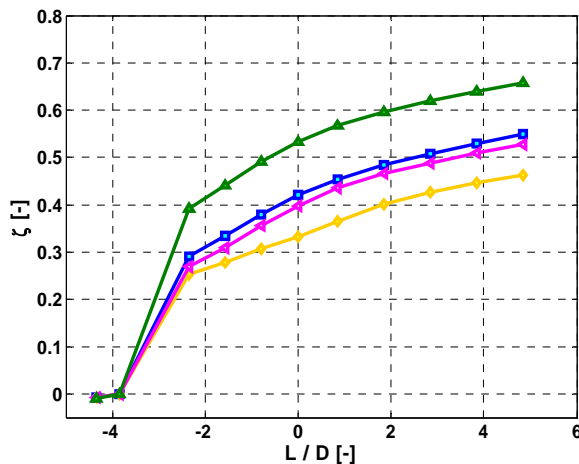


Abbildung 6.46: Widerstandsbeiwert bei der Durchströmung der Variante „K“.

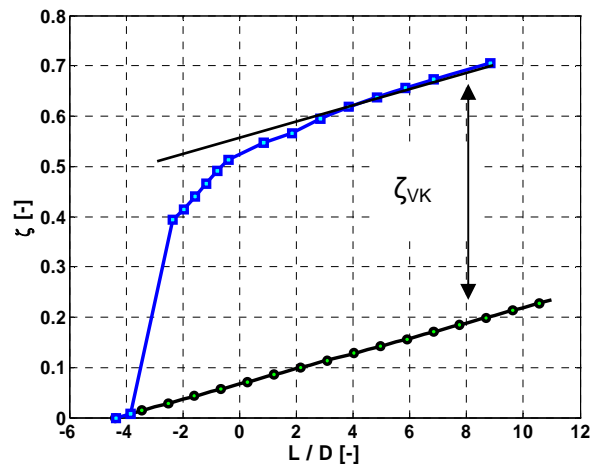


Abbildung 6.47: Widerstandsbeiwert der Variante „K“.

Auch bei dieser Störung kann das gemessene Geschwindigkeitsfeld mit Hilfe der Numerik erklärt werden. Dafür werden, wie schon für die vorige Störung, die Geschwindigkeitsfelder der ersten Ebene im Krümmer c_1 und in der ersten Ebene nach dem Krümmer o_0 aufgezeichnet (siehe Abbildung 6.48, 1. Spalte). Die Ablösezone am äußeren unteren Viertel der Klappe führt zu einem Wirbel, der sich über den Verlauf zum Austritt des Krümmers verstärkt. Es entsteht ein negativer Drall am Krümmerausstritt, der ebenfalls in den Messungen zu erkennen ist.

Der Effekt einer Anstellung der in Krümmerebene eingebauten Klappe wurde auch für diesen Fall untersucht. Dafür wurden zusätzliche Rechnungen mit einer 90° geöffneten Klappe und mit einer um 1° nach unten angestellten Klappe durchgeführt. Es sind erstaunliche Ergebnisse bei der Numerik aufgetaucht, die experimentell noch untersucht werden sollten.

Das Zusammenwirken einer um 90° geöffneten Klappe mit dem Krümmer bewirkt eine Ablösezone am Krümmernaßenradius (Abbildung 6.48, Mitte) und den schon bekannten symmetrischen Doppelwirbel nach einem Krümmer.

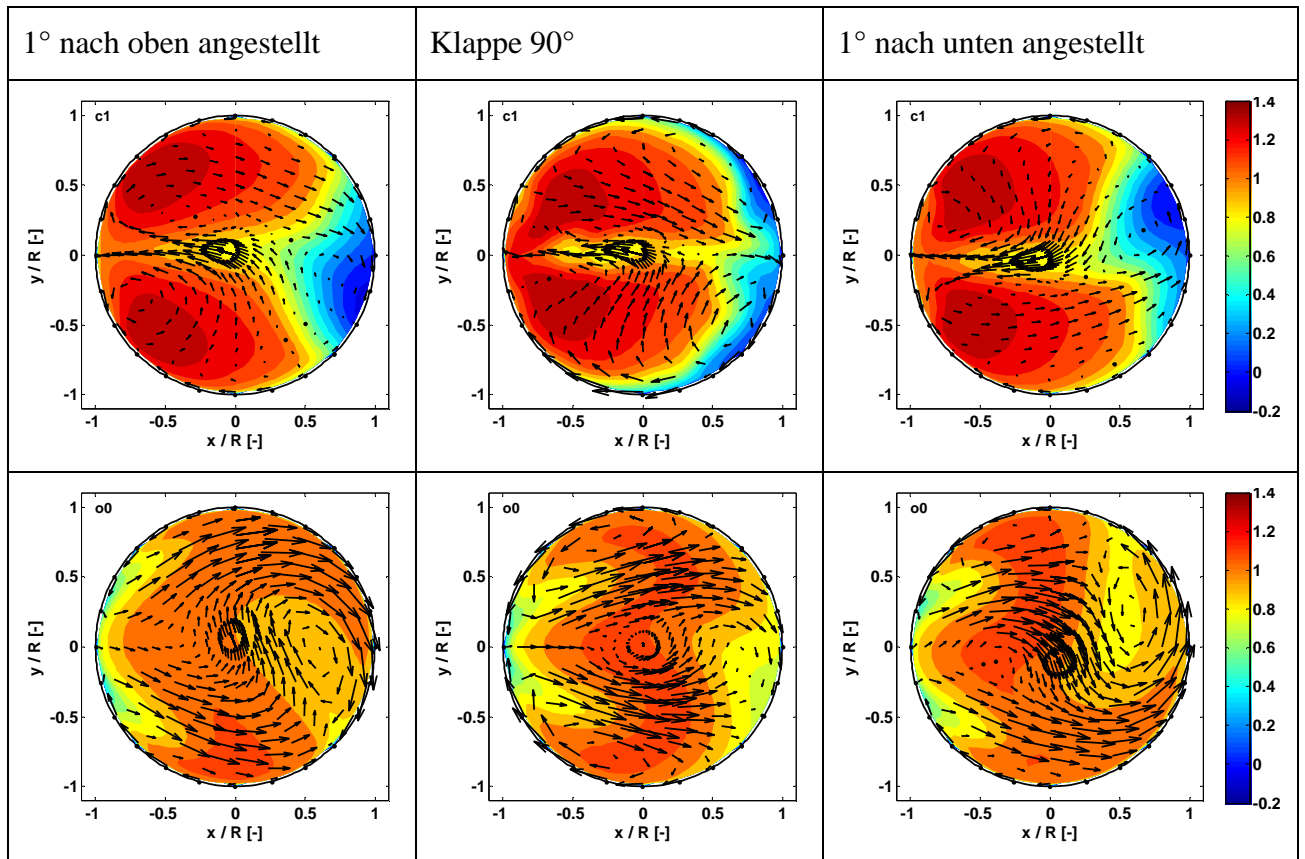


Abbildung 6.48: Geschwindigkeitsfelder nach der Klappe vor dem Krümmer.

Die Anstellung der Klappe in negativer y -Richtung (Abbildung 6.48, rechts) bewirkt jedoch am oberen Außenrand der Rohrleitung nach der Klappe eine Ablösezone und einen Wirbel der sich im Krümmer verstärkt und am Austritt einen positiven Drall generiert. Im Vergleich zum untersuchten Fall zeigt diese Klappenstellung ein analoges Verhalten mit entgegengesetztem Drall.

Die Turbulenzintensitäten der Simulationen zeigten auch hier wie für die vorherige Störung deutlich geringere Werte im Vergleich mit den gemessenen Daten. Eine nähere Untersuchung folgt in Kapitel 6.4.5..

6.4.5 Instationäre Berechnungen der Störungen

Bei den stationären Berechnungen der Störungen wurden, besonders unter Verwendung des SST Turbulenzmodels, beim Konvergenzverlauf einiger Größen periodische Schwankungen der Residuen erkannt. Dies ist charakteristisch für Lösungen von instationären Strömungen, die mit stationären Ansätzen gerechnet werden und tritt hauptsächlich bei freien Ablösungen der Strömung auf. Bei geometrisch bedingten Ablösungen ist es meistens möglich mit stationären Ansätzen eine gute Konvergenz zu bekommen.

Wegen dieser Periodizität wurden die Störungen mit der Klappe in Krümmerebene und senkrecht zur Krümmungsebene instationär berechnet. Hierfür wurden Zeitschritte von 0.001 Sekunden und eine Zeitdiskretisierung von zweiter Ordnung eingestellt. Diese Rechnungen hatten ein sehr schnelles Konvergenzverhalten und die Residuen liegen für jeden Iterationsschritt unter 10^{-4} .

Bei bestimmten Strömungsbedingungen entsteht hinter einem Körper, der von einem Fluid umströmt wird, eine Kármánsche Wirbelstraße. Diese Wirbelstraße besteht aus zwei Wirbeln mit entgegengesetztem Drehsinn, die sich abwechselnd an den Kanten des Körpers ablösen. Die Wirbelablösefrequenz einer Kármánschen Wirbelstraße lässt sich mit Hilfe der Gleichung 6.20 für die Strouhalzahl berechnen nach:

$$St = \frac{f \cdot L}{u} \quad (6.21)$$

wobei f die Wirbelablösefrequenz, u die Umströmungsgeschwindigkeit und L eine charakteristische Länge ist. In der Abbildung 6.49 werden Ergebnisse von Versuchen an umströmten Zylindern mit Durchmesser D (charakteristische Länge L) dargestellt. In dem unterkritischen Bereich von ungefähr $Re = 100$ bis 2×10^5 kann die Strouhalzahl als annähernd konstant angenommen werden. Der Bereich zwischen ca. $Re = 2 \times 10^5$ bis 4×10^6 wird als kritisch bezeichnet da hierfür der Kennwert nicht klar gemessen werden kann. Das Gebiet oberhalb einer Re -Zahl von ca. 4×10^6 wird als überkritisch bezeichnet.

Die Reynoldszahl der untersuchten Strömungen beträgt ca. 5×10^5 . Das bedeutet, dass die Strömung im kritischen Bereich liegt, wo die Beziehung Strouhal- zu Re -Zahl keine klaren Ergebnisse aufweist.

Für eine Strouhalzahl von 0.2, eine der Messung entsprechende Anströmgeschwindigkeit und den Durchmesser der Klappe als charakteristische Länge ergibt sich eine Ablösefrequenz von ca. 8 Hz.

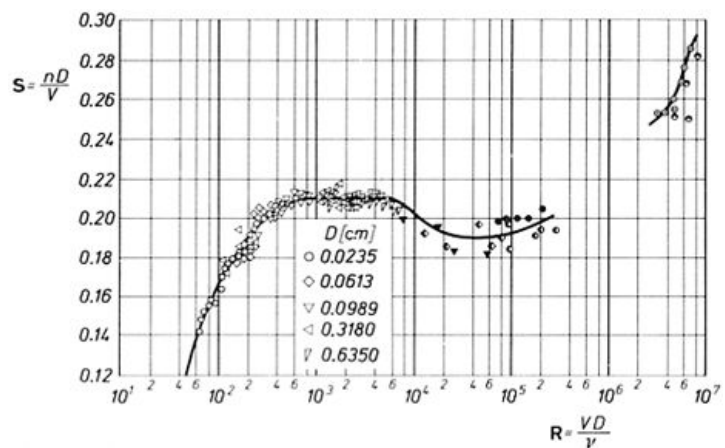


Abbildung 6.49: Strouhalzahl zu Reynoldszahl.

Die Abbildung 6.50 zeigt den Geschwindigkeitsbetrag in einer Ebene der Variante mit der senkrecht zur Krümmerebene eingebauten Klappe. Hier ist deutlich der schwankende Nachlauf, der noch weit nach dem Krümmer besteht, zu sehen.

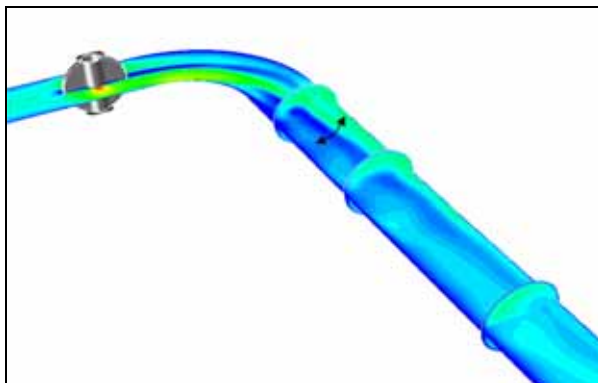


Abbildung 6.50: Instationärer Nachlauf der Störung.

Allgemein erweist die Variante „K“ größere Schwankungen in den Geschwindigkeitskomponenten als die „S“-Variante. Als Beispiel werden die flächengemittelten Umfangsgeschwindigkeiten an drei Ebenen nach dem Krümmer gezeigt. Es ist eine gewisse Periodizität im Zeitspektrum zu erkennen, die in Abbildung 6.51 für die Variante „K“ und in Abbildung 6.52 für die Variante „S“ dargestellt wird.

Mittels FFT-Analyse konnte das Frequenzspektrum erstellt und somit die Ablösefrequenz des Nachlaufes der beiden Einbauvarianten ermittelt werden (siehe Abbildung 6.53 und Abbildung 6.54). Bei der Störung mit in Krümmerebene eingebauter Klappe ist eine deutlich niedrigere Frequenz als bei der Störungsvariante „S“ zu erkennen, wobei die dominanten Frequenzen ca. 8 Hz bzw. ca. 12 Hz sind. Die Größenordnung dieser Werte kann gut mit den schon erwähnten Kármánschen Wirbelfrequenzen verglichen werden, obwohl diese Strömung in einem Gebiet der Reynoldszahl liegt, in der die Strouhaldzahl nicht eindeutig definiert ist.

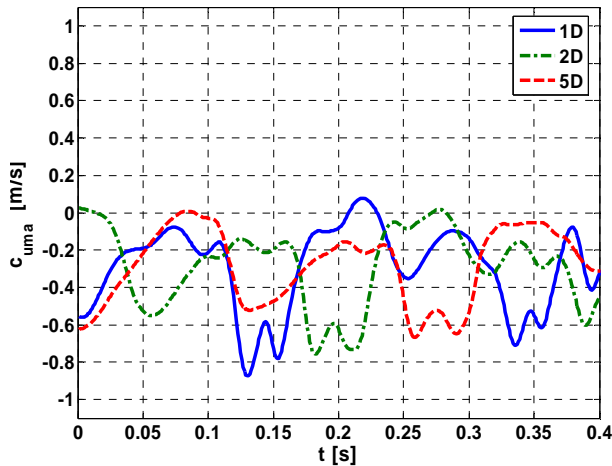


Abbildung 6.51: Zeitverlauf der Umfangsgeschwindigkeit, Variante „K“.

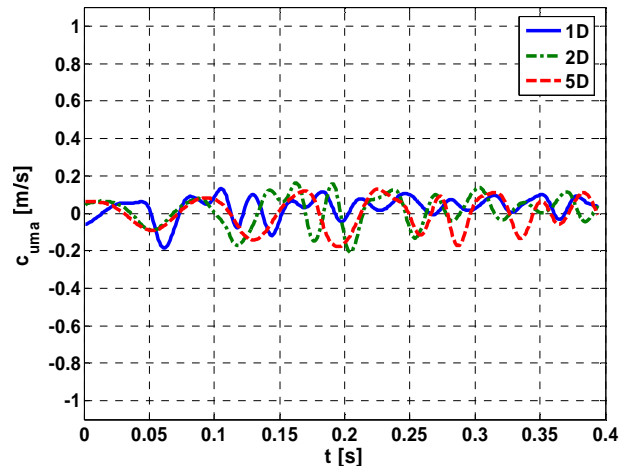


Abbildung 6.52: Zeitverlauf der Umfangsgeschwindigkeit, Variante „S“.

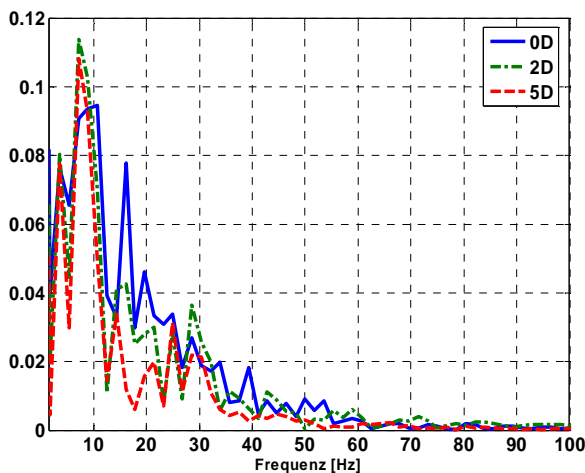


Abbildung 6.53: Frequenzspektrum der Umfangsgeschwindigkeit, Variante „S“.

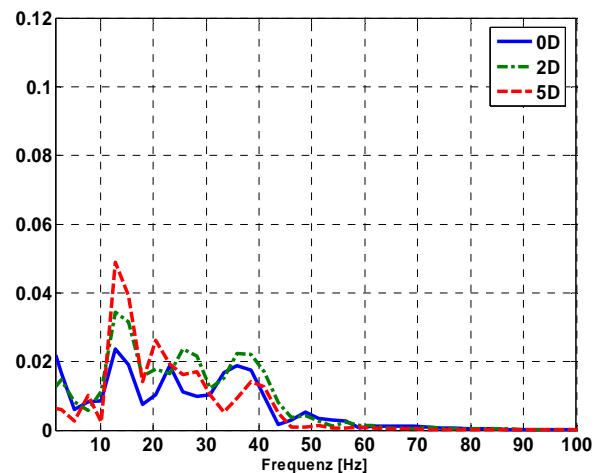


Abbildung 6.54: Frequenzspektrum der Umfangsgeschwindigkeit, Variante „K“.

Es ist festzuhalten, dass sowohl die Schwankungsamplituden als auch die Frequenz des Nachlaufgebiets von dieser Störung stark von der Einbauposition der Klappe relativ zur Krümmerebene abhängt.

Bei den stationären Berechnungen wurde erkannt, dass die Turbulenzintensitäten niedrigere Werte als die gemessenen haben. Die Ursache für diese Abweichungen kann mit den instationären Rechnungen erklärt werden. Es wird deutlich, dass die mit LDV ermittelten

Turbulenzen die Schwankungen des Nachlaufes der Störung enthalten und somit deutlich höhere Werte liefern. Um einen Vergleich durchzuführen werden bei den numerischen instationären Berechnungen die Anteile der Turbulenz- und der zeitabhängigen Schwankungen der Messgröße (Standardabweichung) im Turbulenzgrad addiert. Diese werden in Abbildung 6.55 für die Variante „S“ und in Abbildung 6.56 für die Variante „K“ gezeigt.

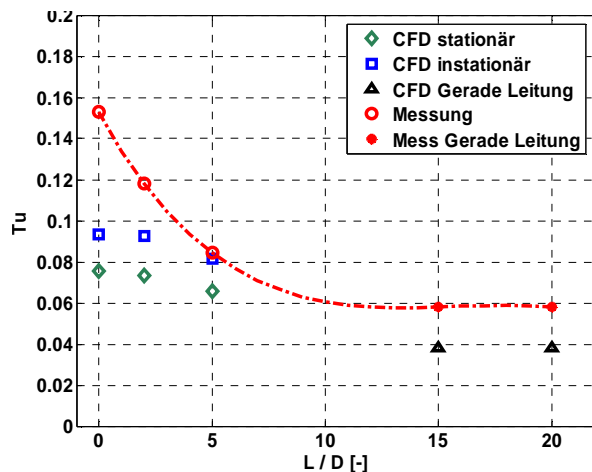


Abbildung 6.55: Turbulenzvergleich Störungsvariante „S“.

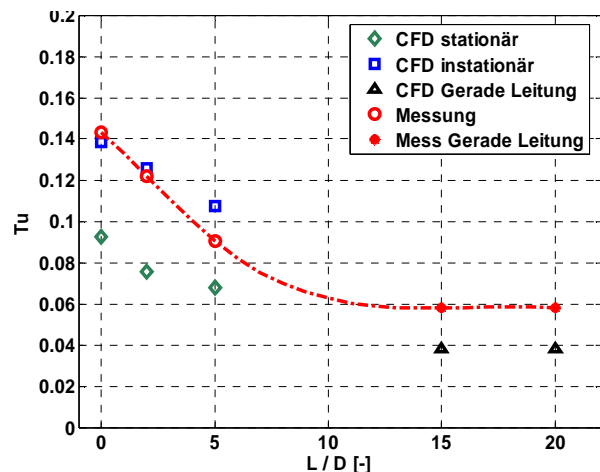


Abbildung 6.56 : Turbulenzvergleich Störungsvariante „K“.

6.5 Ergebnisse für die Pumpe

In diesem Kapitel werden die Ergebnisse der Berechnungen für die Pumpe mit gestörter Zuströmung beschrieben. Alle Simulationen sind Rechnungen mit gekoppelten Referenzsystemen, wobei die ersten zwei als Eintrittsbedingung die gemessenen Geschwindigkeitsprofile („profiles“) verwenden und bei den letzten beiden das gesamte System inklusive Zulaufstörung berechnet wird. Die dazu verwendeten Geometrien sind in Kapitel 6.2 beschrieben. Für jedes Modell werden zwei verschiedene Ansätze für rotierende Systeme angewendet, das „frozen rotor“(FR) als stationäres Modell und das zeitaufwändigere „sliding mesh“(SM) als instationäres.

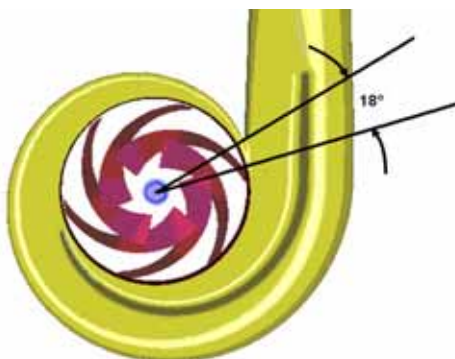


Abbildung 6.57: Laufradposition bei stationären Rechnungen.

In Abbildung 6.57 wird die Position des Laufrades zur Spirale für die stationären Rechnungen gezeigt. Dabei beträgt der Winkel zwischen Schaufelvorderkante und Sporn 18° .

Das numerische Modell für die Berechnungen der in Kapitel 6.5.1 und Kapitel 6.5.2 vorgestellten Ergebnisse wurde in Kapitel 6.2 beschrieben und ist in Abbildung 6.5 zu sehen.

Es wurden „profiles“ mit den mittels LDV gemessenen Axial- und Umfangskomponenten der Geschwindigkeit erstellt und als Eintrittsbedingung eingegeben.

6.5.1 Stationäre Berechnungen für die Pumpe mit LDV Messungen

Die Rechnungen am Teilsystem haben als Ziel, den Einfluss der gemessenen Profile auf die Berechnung der Pumpe zu beurteilen. Die gemessenen Geschwindigkeitskomponenten werden als Randbedingung in der als Eintritt definierten Fläche eingegeben (siehe Abbildung 6.3). Somit können die Ergebnisse der Pumpeneigenschaften direkt mit den experimentellen Daten aus Kapitel 5 verglichen werden.

Diese Rechnungen wurden unter anderem mit dem Turbulenzmodell SKE durchgeführt, doch die Ergebnisse der Kennlinien hatten zu den gemessenen und zu den mittels SST-Modell ermittelten Werten keine gute Übereinstimmung, so dass entschieden wurde, das SST-Modell für alle Rechnungen an der Pumpe anzuwenden, obwohl die skalierten Residuen mit 10^{-3} um eine Potenz höher als die der SKE-Rechnungen lagen.

Die Rechnungen wurden für die Betriebspunkte $q = 0.8, 1.0$ und 1.2 durchgeführt, so dass drei Punkte der Kennlinie dargestellt werden konnten. Die gemessenen Kennlinien und die berechneten Daten für den Referenzfall sind in Abbildung 6.58 (links) zu sehen. Hierbei ist klar zu erkennen, dass die Förderhöhe von der Numerik ziemlich genau abgebildet wird. Bei der Leistung ist zu bedenken, dass die Simulation eine hydraulische Leistung liefert, die keine mechanischen, Sekundär- und Radseitenraumverluste berücksichtigt. Wird die numerisch ermittelte Leistung im Bestpunkt auf die gemessene bezogen, ergibt sich ein Unterschied von 5 %. Unter der Annahme, dass diese 5 % Verluste den schon beschriebenen entsprechen und über die Kennlinie konstant sind, wird die Leistungskennlinie verschoben und es ergibt sich der auf der rechten Seite von Abbildung 6.58 (rechts) korrigierte Wirkungsgrad. Für die Wirkungsgradkennlinie ist im Bestpunkt eine Wirkungsgraddifferenz von Messung zu Rechnung von 8 % zu erkennen, die durch die Korrektur der fehlenden Verluste auf 3.5 % sinkt. Ursache der verbliebenen Differenz ist unter anderem der nicht simulierte Spaltvolumenstrom. Bei beiden Grafiken ist eine Kurve parallel zu den gemessenen Daten mit gestrichelter Linie gezogen, um eine Bewertung des Verlaufs der einzelnen simulierten Punkte zu erleichtern. So ist klar zu erkennen, dass die berechneten Werte nicht genau auf einer parallelen Linie liegen und zu Teil- und Überlast größere Differenzen zu den Messergebnissen vor allem bei der Leistung existieren.

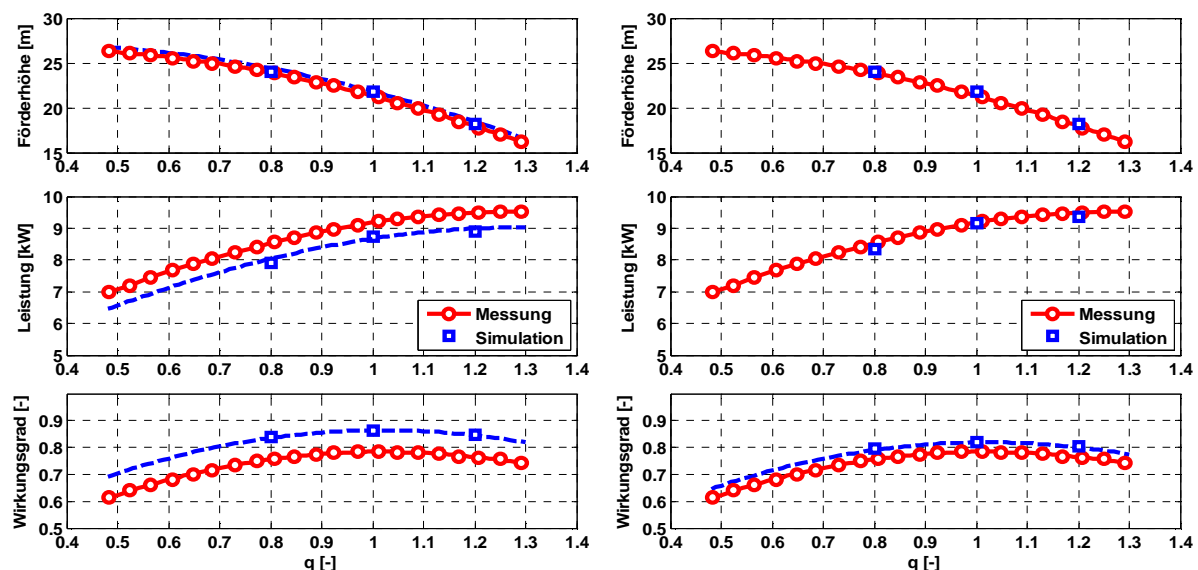


Abbildung 6.58: Gemessene und simulierte Kennlinien.

Die Einflüsse der unterschiedlichen Störungen bei diesen Rechnungen werden auf den jeweiligen berechneten Wert des Referenzfalles GE bezogen, da die Abweichungen sehr gering sind und in den Kennlinien nicht zu erkennen wären. Die Förderhöhendifferenzen der Simulation (Abbildung 6.59, rechts) ergeben eine erstaunlich gute Übereinstimmung mit den gemessenen Daten (Abbildung 6.59, links) und zeigen die klare Tendenz des Förderhöhenverlustes bei den Varianten „K“ (Mitdrall) und dessen geringen Anstieg bei den Varianten „S“. Bei den Leistungen sind die Einflüsse dieser Variante mit Gegendrall in der Simulation niedriger als die gemessenen. Doch die Tendenzen beider Störungsarten sind auch hier deutlich zu erkennen. Bei dem Wirkungsgrad ist die Skalierung nicht gleich, da die numerischen Ergebnisse deutlich geringer sind als die gemessenen.

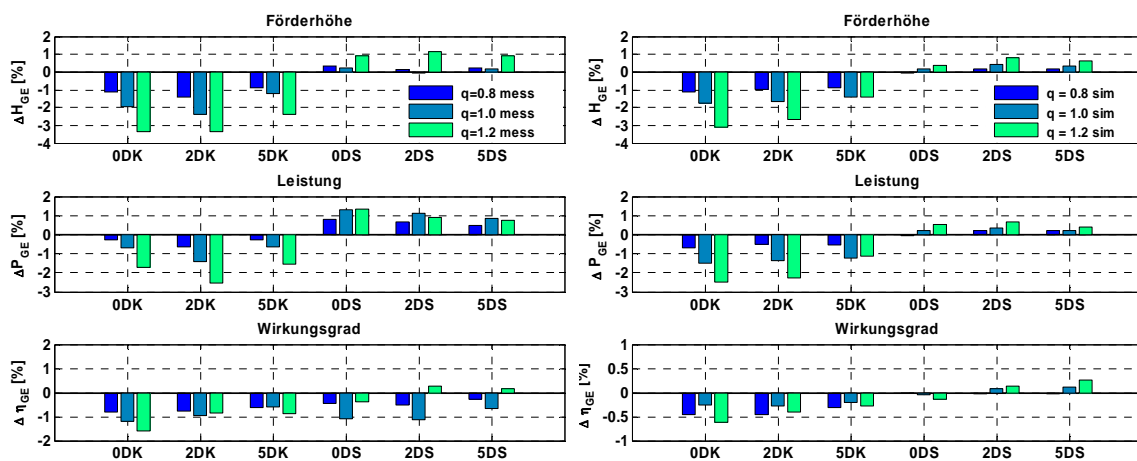


Abbildung 6.59: Einfluss der Störungen: gemessene (links) und simulierte (rechts) Kennwerte.

Die auf das Laufrad senkrecht zur Wellenrichtung angreifenden Kräfte werden aus den Simulationsergebnissen berechnet, um eine mögliche Relation zwischen diesen und den Schwingungswegen zu untersuchen. Die in x- und y-Richtung aufsummierten Kräftevektoren sind in Abbildung 6.60 für die verschiedenen Störungen und Betriebspunkte aufgezeichnet. Dabei wird die Kraft auf Schaufeln, Deckscheibe, Tragscheibe, Schraube und obere Kanten des Laufrades berücksichtigt. Der Betrag der Kräfte ist als Balkendiagramm in Abbildung 6.61 angegeben.

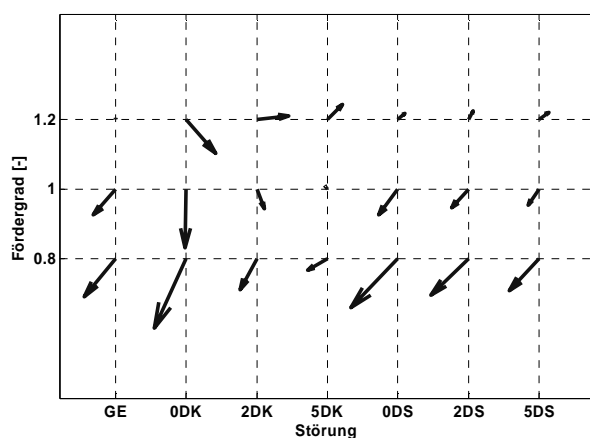


Abbildung 6.60: Einwirkende Kraftvektoren auf das Laufrad.

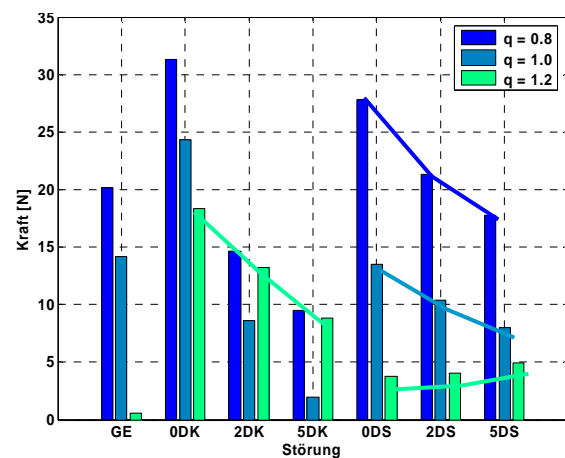
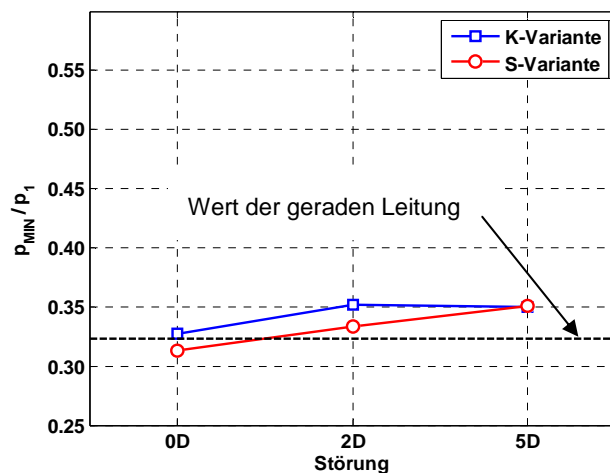


Abbildung 6.61: Vergleich der Kräftebeträge.

Die geringsten Kräfte auf das Laufrad wirken in Überlast. Allgemein ist zu erkennen, dass die Kräfte mit der Distanz L zur Störung abnehmen. Außerdem ist deutlich die Richtung der Kräfte zu erkennen, die sehr konstant bei den Varianten „S“ ist und bei den Varianten „K“ schwankt.

Die aufgezeichneten Diagramme liefern interessante Erkenntnisse über Richtung und Größe der auf das Laufrad wirkenden Kräfte, sind aber stationär berechnet und zeigen nur eine Position des Laufrades zur Spirale. Sie können nur bedingt mit den Schwingungswegen verglichen werden, da diese durch eine zeitabhängigen Wechselwirkung der Kräfte entstehen.



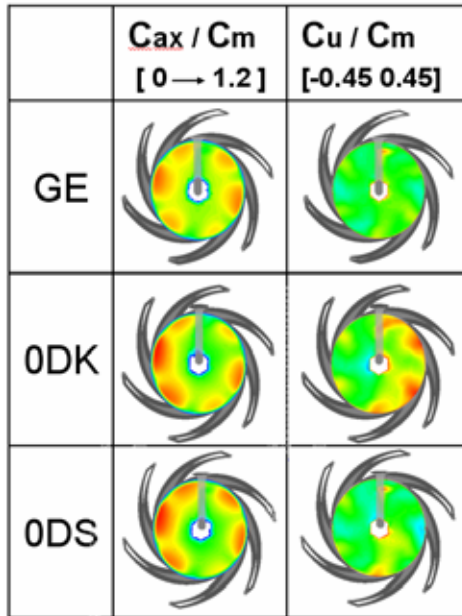
Um einen Vergleich des Einflusses der gestörten Zuströmungen auf das Kavitationsverhalten zwischen Numerik und experimentellen Daten durchzuführen, wird der berechnete Minimaldruck auf den Schaufeln verwendet. Dafür wird die Relation zwischen den kleinsten vorkommenden Druck an den Schaufeln und den Eintrittsdruck gebildet. Zur Eintrittsebene wird die Messebene (ca. 2.5 D vor dem Laufrad) bestimmt.

Abbildung 6.62: Minimaldruckverhältnis der Störungen.

Unter der Annahme, dass der Ort des Minimaldruckes unverändert bleibt, können Simulationsergebnisse anhand dieses Wertes verglichen werden. Dies ist in Abbildung 6.62 für den Bestpunkt zu sehen.

Es ist zu erkennen, dass die Minimaldrücke ca. 30 bis 35 % des Eintrittsdruckes betragen und mit zunehmender Distanz L steigen, bzw. die Gefahr der Kavitation sinkt. Unerwartet ist, dass bei den meisten Störungen der Wert höher als der Referenzfall "gerade Leitung" ist und somit die Rechnungen nicht mit den Messungen übereinstimmen. Dieser Vergleich kann mittels instationären Rechnungen besser analysiert werden, da die Schwankungen der Strömungsgrößen, die durch die Wechselwirkung des Sporns auftreten, mit dieser Rechnung ("frozen rotor") nicht erfasst werden.

Es ist zu beachten, dass die Simulation mit stationären Eintrittsbedingungen berechnet wird und daher die Effekte von instationären Schwankungen der Zuströmung, die durch Klappe und den Krümmer verursacht werden, auch nicht berücksichtigt werden. Diese haben jedoch auch eine Auswirkung auf das Kavitationsverhalten der Pumpe, was später bei den instationären Rechnungen des kompletten Systems zu erkennen ist.



Die berechnete Anströmung des Laufrades wird mittels den Geschwindigkeiten c_{ax} und c_u in einer Ebene kurz vor Laufradeintritt in Abbildung 6.63 gezeigt. Hierbei ist zu erkennen, dass bei den Varianten ODK und ODS mehr Massenstrom durch die linke Seite des Laufrades strömt. Außerdem sind vor Allem bei der ODK-Variante hohe c_u -Komponenten zu sehen, die zu schlechteren Kavitationseigenschaften führen.

Abbildung 6.63: Laufradanströmung

An dieser Stelle soll noch dokumentiert werden, dass zwei Methoden zur Berechnung des Laufradmomentes verglichen worden sind. Erstens wurde die Integration der auf das Laufrad wirkenden statischen Drücke durchgeführt.

Als Validierung wurde das Moment nach der Eulergleichung mit dem Produkt von Umfangskomponente und Radius über die Laufradeintrittsfläche und eine Austrittsfläche kurz vor Laufradsaustritt berechnet. Beide Methoden sind in Abbildung 6.64 aufgezeichnet und ergeben eine gute Übereinstimmung. Die Abweichungen liegen unter 0.5 %. Für die Auswertung wird das über die Drücke ermittelte Moment benutzt, da die Bestimmung dieser Größe einfacher ist

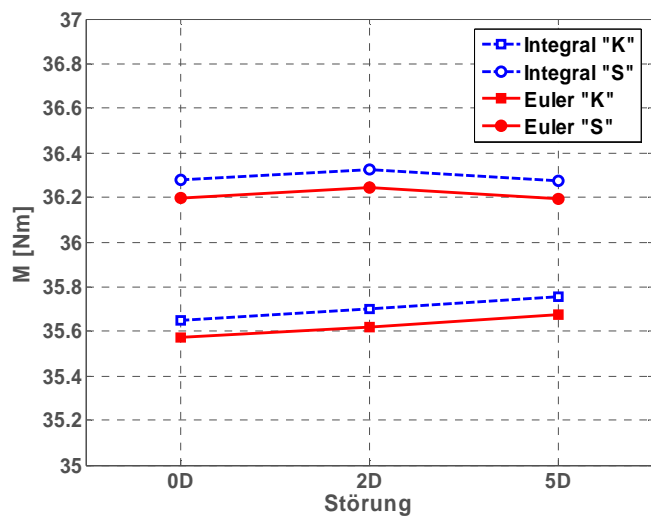


Abbildung 6.64: Momentberechnung nach Druckintegration und Eulergleichung.

Obwohl die stationäre Berechnung einigermaßen zufriedenstellende Ergebnisse lieferte, wird anschließend die Berechnung mit der instationären Methode durchgeführt, um einen Vergleich der Methoden durchzuführen.

6.5.2 Instationäre Berechnungen für die Pumpe mit LDV Messungen

Die vorher durchgeführten Rechnungen dienen bei den instationären Simulationen als Startlösung, um bereits konvergierte Werte vorzugeben. Des Weiteren werden einige Randbedingungen geändert. Das Fluidvolumen des Laufrades wird als bewegtes Netz „moving mesh“ angegeben und die Rechnung als instationär eingestellt. Der Zeitschritt wird so ausgewählt, dass eine Schaufelteilung in 20 Etappen gerechnet wird, d.h. dass alle 3 Grad eine Rechnung des Feldes gestartet wird. Somit beträgt der Zeitschritt $t_s = 0.000217$ [s]. Eine konvergierte Lösung ist nach einer vollen Umdrehung erreicht, was mit dem Verlauf des Momentes überprüft wurde. Danach wurde eine weitere halbe Umdrehung, d.h. 180° , für die Ermittlung der Ergebnisse berechnet.

Die Position des Laufrades bei 0° ist in Abbildung 6.65 zu erkennen. Hier passiert die Vorderkante der Schaufel genau den Sporn. Wegen des hohen Zeitaufwands werden diese Simulationen nur für den Bestpunkt durchgeführt.

Der Verlauf der Kennwerte der Pumpe über dem Drehwinkel für alle Störungsvarianten im Bestpunkt ist in Abbildung 6.66 aufgezeichnet. Bei allen Werten ist klar ein periodischer Verlauf zu erkennen, der aus der Wechselwirkung von Schaufel und Spirale entsteht.

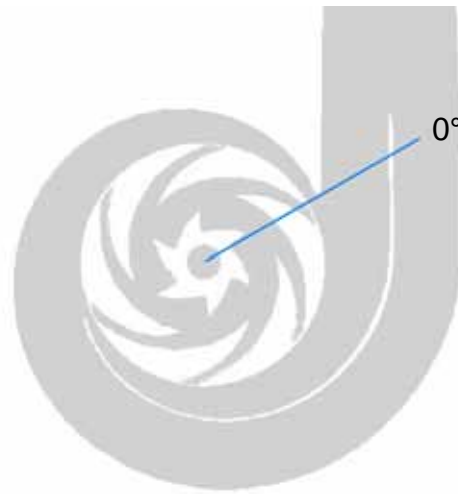


Abbildung 6.65: Position des Laufrades zur Spirale.

Die Abweichungen zwischen dem Mittelwert des Referenzfalles (GE) und den Minimal- bzw. Maximalwerte betragen bei der Förderhöhe ca. 5 %, bei der Leistung ca. 6 % und beim Wirkungsgrad ca. 3 %.

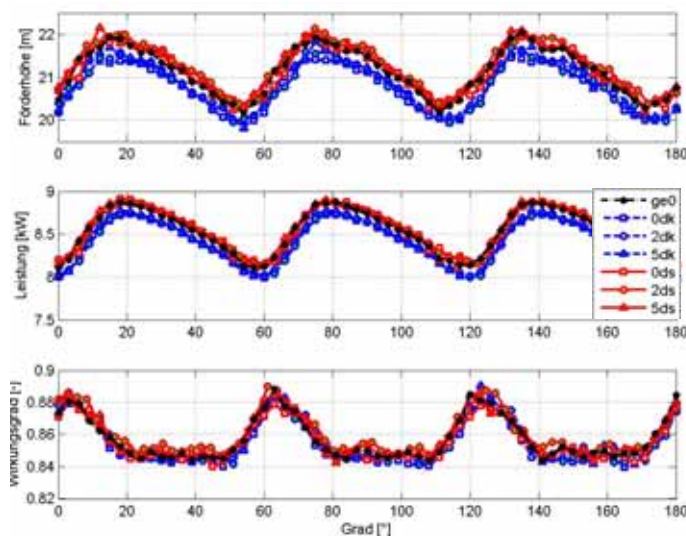


Abbildung 6.66: Verlauf der Kennwerte der Pumpe.

Der Verlauf des Referenzfalles „gerade Leitung“ ist in schwarz eingezeichnet und stimmt mit den Kennwertlinien der Variante „S“ sehr genau überein. Die Störung, bei der die Klappe in Krümmerebene eingebaut ist, bewirkt einen deutlichen Abfall der Förderhöhe und der Leistung (jeweils untere Linien). Um die Differenzen zwischen den verschiedenen Störungen zu erkennen, werden diese in Abbildung 6.67 auf den Referenzfall bezogen.

Hierbei sind die Messergebnisse und die Ergebnisse der FR Methode eingefügt, um einen Vergleich der beiden numerischen Ansätze zu haben. Wie schon zuvor erwähnt, werden die Förderhöhe und der Einfluss der Zuströmungsvarianten sehr gut von der Numerik nachgebildet. Bis auf die Störung 2DK stimmen Mess- und Simulationsergebnisse sehr gut überein. Bei der Leistung sind Abweichungen zu erkennen, wobei die größeren bei der Berechnung der Leistungsdifferenz der Varianten „S“ auftreten. Die berechneten Leistungen stimmen für beide Ansätze überein, sind aber deutlich niedriger als die gemessenen.

Der Einfluss der Störungen auf den Wirkungsgrad ist bei den Messungen bis zu 1 % höher als bei den berechneten Differenzen. Es kann zusammengefasst werden, dass die Numerik sehr gut die Tendenzen der geringen Einflüsse der Störungen abbildet. Bei der Berechnung der Leistung könnten die schon erwähnten Unterschiede bei der Ermittlung des Momentes zwischen Numerik und Messung eine Rolle spielen, die natürlich auch den Einfluss auf den Wirkungsgrad mitbestimmen.

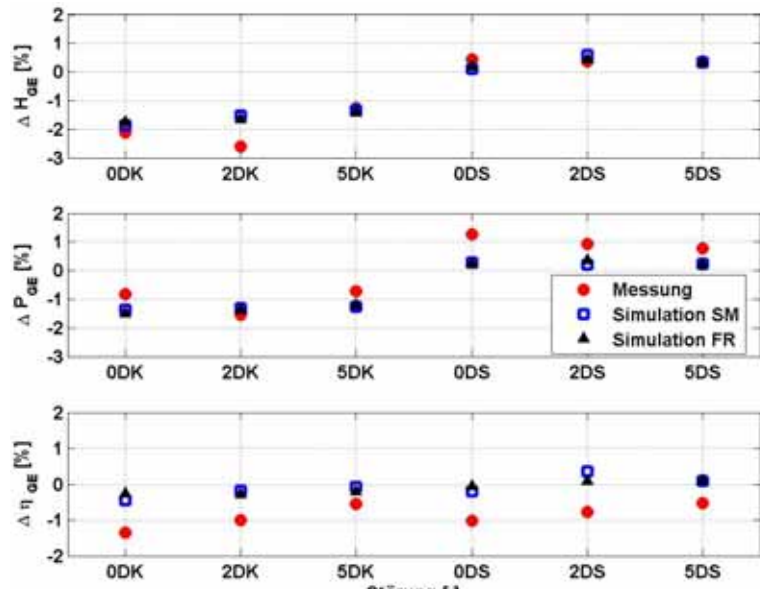


Abbildung 6.67: Vergleich der Einflüsse (Messung/ Simulationen)

Es ist eine erstaunlich gute Übereinstimmung der Einflüsse der Störungen für beide Kopplungsarten zu erkennen. Das bedeutet, dass der Einfluss der gestörten Zuströmung, d.h. die Differenz der Werte zum Referenzfall, bei beiden Kopplungsarten ähnlich erfasst wird. Die absoluten Werte der Kenndaten können nicht korrekt verglichen werden, da mit dem FR-Ansatz nur eine Position des Laufrades zur Spirale berechnet worden ist. Werden jedoch die Werte in der selben Position zwischen FR und SM verglichen, sind keine großen Abweichungen zu erkennen, sie liegen unter 2 %. Ein Grund hierfür kann die Geometrie der Pumpe sein. Die allgemein starken Wechselwirkungen zwischen Laufrad und Spirale werden wegen der halbaxialen Laufradform und der Doppelspirale reduziert. Außerdem werden die Rechnungen nur im Bestpunkt verglichen, was bekanntlich auch bessere Ergebnisse des FR-Ansatzes liefert.

Die auf das Laufrad wirkenden Kräfte in x-, y-Richtung und der vektoriell aufsummierte Wert beider Komponenten (F_t) ist für die Störung 0DS über eine Laufradumdrehung in Abbildung 6.68 aufgezeichnet. Die Totalwerte der in dieser Ebene (die Axialkraft wird nicht berücksichtigt) wirkenden Kräfte werden für die Störungen 0DS und 0DK in Abbildung 6.69 mit dem Referenzfall gerade Leitung verglichen. Dabei ist der Verlauf der x- und y-Komponente bei allen Varianten ähnlich. Es sind nicht höhere Amplituden oder größere Wechselwirkungen bei den Störungen zu erkennen. Die Werte der 0DK Variante sind niedriger als die der geraden Leitung. Die 0DS Variante zeigt ähnliche Werte wie der

Referenzfall. Es ist keine deutliche Übereinstimmung mit den Messungen zu erkennen. Eine mögliche Erklärung sind die Eingabebedingungen dieser Rechnung, die als stationär angenommen werden. Bei den Messungen sind hohe Schwankungen nach der Störung (Klappe und Krümmer) zu erwarten, was auch deutlich höhere und wechselnde Kraftwerte mit sich bringt. Andererseits sind die gemessenen Schwingungswerte der Störungen allgemein erst für Überlastbetriebe deutlich höher als die der geraden Leitung.

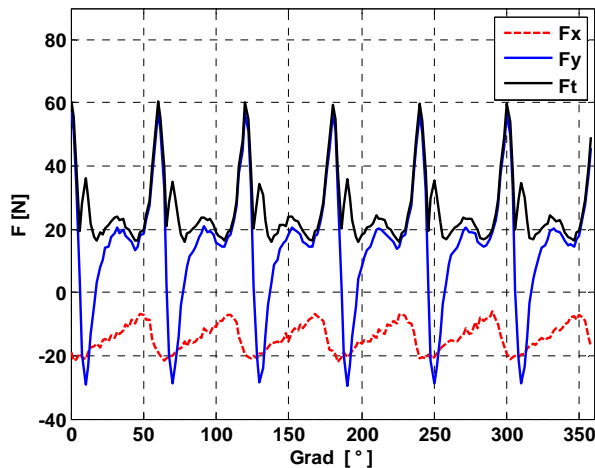


Abbildung 6.68: Laufradkräfte für gerade Leitung.

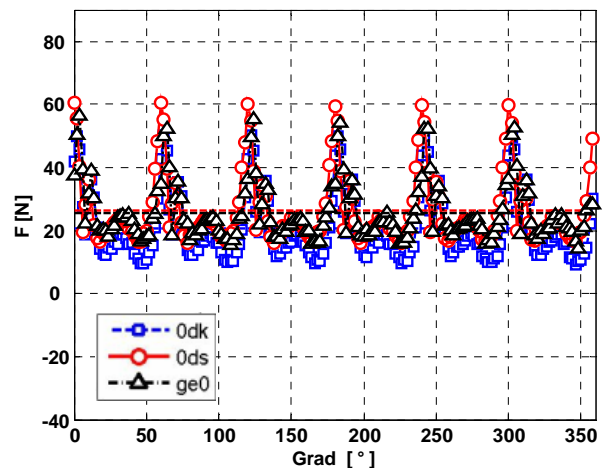


Abbildung 6.69: Totallaufradkräfte für die Varianten

Um die instationären Strömungsbedingungen am Eintritt der Pumpe nachzubilden, müssen die Störungen in das Simulationsmodell einbezogen werden.

Als Maß der Kavitationsempfindlichkeit wird bei den Simulationen der auf den Eintrittsdruck bezogene Schaufelminimaldruck benutzt. Dieser wird für den Referenzfall und für die Störungen ODK und ODS berechnet und in Abbildung 6.70 über eine Umdrehung gezeigt.

Es ist zu erkennen, dass die kleineren Werte für die Variante "K" auftreten und dass die Variante "S" ähnliche Werte wie die gerade Leitung aufweist. Dies entspricht auch den gemessenen Kavitationswerten, die für die in Krümmerebene eingebauten Klappe schlechtere Eigenschaften zeigten. In Abbildung 6.70 sind auch die Ergebnisse der Störungen mit dem FR-Ansatz als Linien eingezeichnet, um diese mit den instationären Ergebnissen zu vergleichen. Es ist klar zu erkennen, dass die Druckwerte bei dem FR-Ansatz zu niedrig und in der Tendenz nicht richtig berechnet werden.

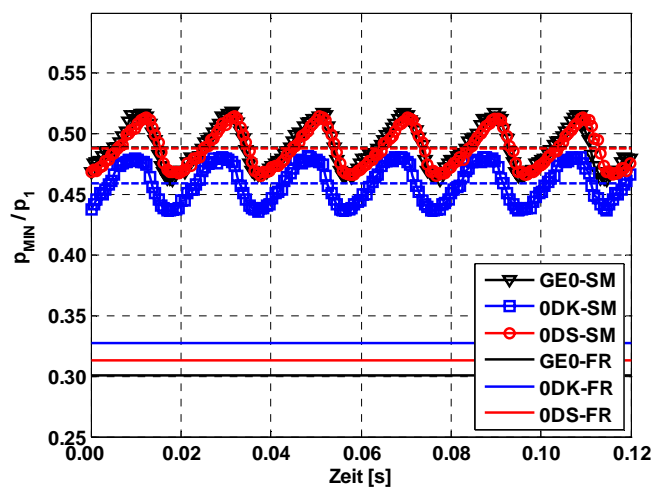


Abbildung 6.70: Minimaldruckverhältnis der Störungen.

6.5.3 Stationäre Berechnungen für die Pumpe mit Störungen

Das gesamte System Störungen und Pumpe (siehe Abbildung 6.6) wurde mit dem Ansatz „frozen rotor“ berechnet. Wie schon vorher erklärt, ist diese Methode bedingt geeignet, wenn starke Wechselwirkung zwischen ruhenden und bewegten Bauteilen herrschen. Es ist optional möglich mehrere Positionen zu berechnen und somit bessere, gemittelte Ergebnisse der Kennlinien zu erreichen (quasi stationär). Dies wurde nicht durchgeführt, da im nächsten Schritt die gesamte Rechnung ohnehin instationär durchgeführt wurde.

6.5.3.1 Variante „S“

Das gesamte System mit einer Zwischenleitung von $L = 2 D$ ist in Abbildung 6.71 zu sehen. Hier ist der Geschwindigkeitsbetrag im horizontalen Schnitt der Mittelrohrachse wiedergegeben, um einen Einblick in das Strömungsfeld des Modells zu gewähren. Der Einfluss der Klappe ist deutlich über den Krümmer hinaus zu erkennen.

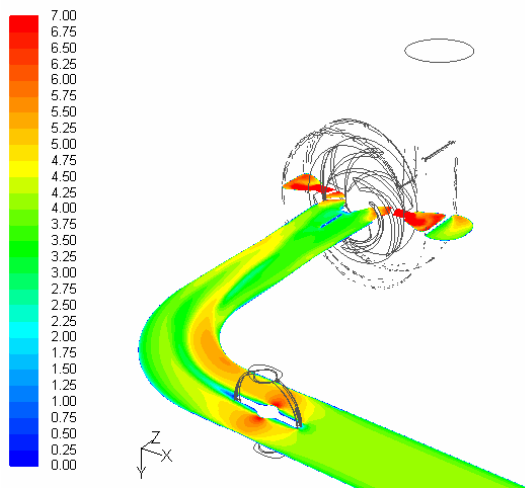


Abbildung 6.71: Geschwindigkeitsmagnitude Variante „S“.

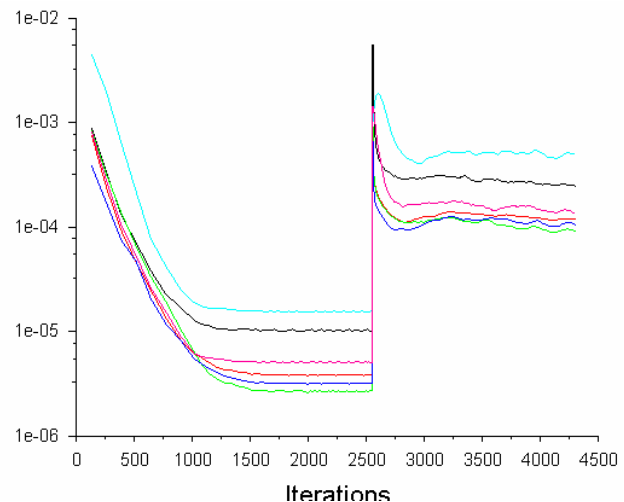


Abbildung 6.72: Residuenverlauf Rechnung mit SST-Modell.

Die Verwendung des SST-Turbulenzmodells brachte schon bei den stationären Rechnungen der Störung allein Konvergenzprobleme, wenn als Diskretisierungsform 2.Ordnung gewählt wurde. Die Simulationen des Gesamtsystems wiesen weitaus stärkere Schwankungen der Integralwerte auf. Die Abbildung 6.72 zeigt den Residuenverlauf einer dieser Rechnungen als Beispiel. In Abbildung 6.73 und Abbildung 6.74 ist der Konvergenzverlauf des dazugehörigen c_{ua} , bzw. c_{ma} in der Ebene o_1 aufgezeichnet, der bei Umschalten der Diskretisierungsform bei Iteration 2500 auf 2.Ordnung keine konstante Lösung findet.

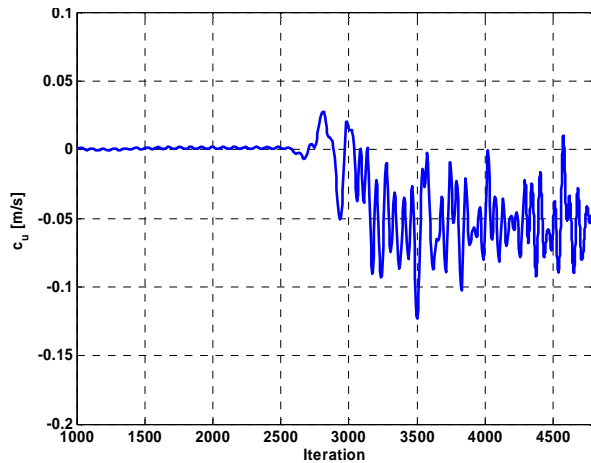


Abbildung 6.73: Konvergenzverlauf der Umfangsgeschwindigkeit, Ebene o_1 .

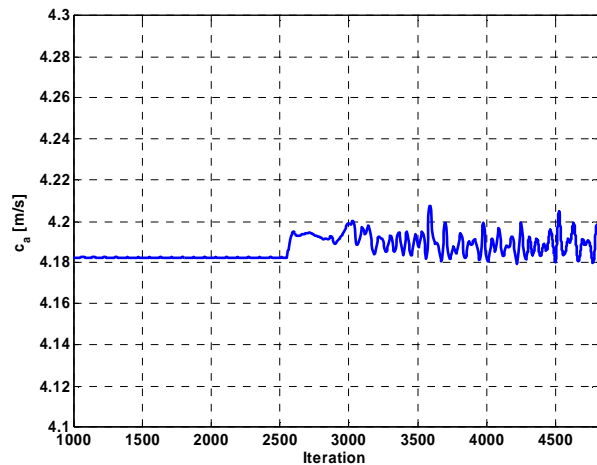


Abbildung 6.74: Konvergenzverlauf der Axialgeschwindigkeit, Ebene o_1 .

Dabei deuten die Werte der Umfangsgeschwindigkeit klar darauf hin, dass die Annäherung 1.Ordnung ein symmetrisches Feld bildet ($c_{ua} = 0$); genau das Ergebnis, das bei der stationären Rechnungen der Störungen ohne Pumpe erzielt wurde mit einem symmetrischen Doppelwirbel nach dem Krümmer. Dieses Ergebnis weicht deutlich von den experimentellen Untersuchungen ab. So wird angenommen, dass die Simulation mit 2.Ordnung zwar instabil ist, aber bessere Ergebnisse als die mit erster Ordnung liefert. Offenbar kann die physikalische Instationarität dieser Strömung nicht richtig mit einer stationären Rechnung berechnet werden. Dies wurde schon bei den stationären Simulationen der Störungen mit dem Modell SST bemerkt, doch die Schwankungen in den Integralwerten waren viel kleiner. Es ist möglich, dass durch die lange Auslaufleitung eine numerische Dämpfung des Systems entstand.

Nichtsdestotrotz wurden diese Ergebnisse analysiert. Aus den Schwankungen wurden Mittelwerte über die Iterationsschritte gebildet, um die Ergebnisse mit den anderen Methoden zu vergleichen oder direkt für solche Anwendungen auszuschließen.

Eine der instabilsten Komponenten der Simulation sind die Geschwindigkeitsfelder. Nach jeweils 5 Iterationsschritten wurde ein Bild der Umfangsgeschwindigkeit in der Ebene o_1 direkt nach der Störung gespeichert. Diese Bilder wurden zu einem Film zusammengefasst, und es ist klar zu erkennen, wie die Bereiche der hohen Umfangskomponenten pulsieren (siehe Abbildung 6.75). Die Skala reicht wie bei den Messungen von -0.5 bis 0.5 c_m . Die Darstellung zeigt in Strömungsrichtung und ist daher spiegelbildlich zu den gemessenen Profilen.

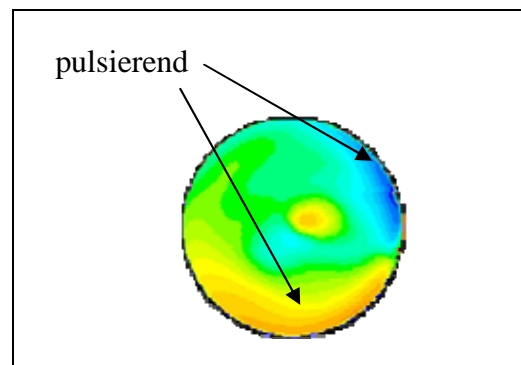
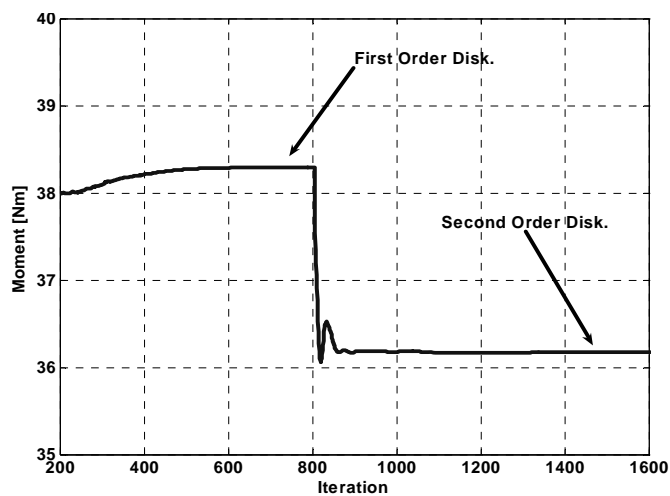


Abbildung 6.75: Umfangskomponente bei Ebene o_1 .

Der Fehler, der bei der Diskretisierung erster Ordnung auftritt, wurde mittels des Laufradmomentes der geraden Leitung abgeschätzt, da bei diesem Referenzfall keine großen Schwankungen vorhanden sind und Konvergenz leicht erreicht wurde (Abbildung 6.72).



Es wurde gerechnet, bis das Moment auf einen konstanten Wert blieb, und dann auf 2.Ordnung umgeschaltet. Der Unterschied beider Einstellungen ist am deutlichsten am integrierten Moment zu erkennen, das auch einen erheblichen Unterschied im Wirkungsgrad bewirkt (siehe Abbildung 6.76). Die Momentberechnung nach Euler bleibt wesentlich konstanter.

Abbildung 6.76: Konvergenzverlauf des Momentes, GE.

Die Berechnung des Momentes nach Euler (Gl 2.2) wurde an der Eintrittsebene und an einer radialen Ebene kurz vor Laufradaustritt mittels Integration des Produktes von Radius und Umfangskomponente berechnet (siehe Tabelle 6.2).

Tabelle 6.2: Unterschiede der Diskretisierungsordnung.

	GE 1.Ord.	GE 2.Ord.
H [m]	21.85	21.84
M [Nm] (Integ)	38.30	36.18
M [Nm] (Euler)	36.09	36.10
η [%] (Integ)	0.83	0.87
η [%] (Euler)	0.87	0.87

6.5.3.2 Variante „K“

Der Geschwindigkeitsbetrag in der mittleren Ebene ist für die Variante „K“ in Abbildung 6.73 zu beobachten. Die Ablösezone nach der Klappe am Außenradius des Krümmers, die schon in Kapitel 6.4.5 erwähnt wurde, ist gut zu erkennen. Diese Zone bewirkt starke Pulsationen der Integralwerte in der Simulation. Die großen Schwankungen der Umfangskomponente werden einerseits durch den über die Iterationsschritte aufgezeichneten Wert in Abbildung 6.78 und andererseits durch die abgebildeten Umfangsgeschwindigkeitsfelder in der Ebene σ_1 für drei ausgewählte Iterationsschritte in Abbildung 6.79 deutlich.

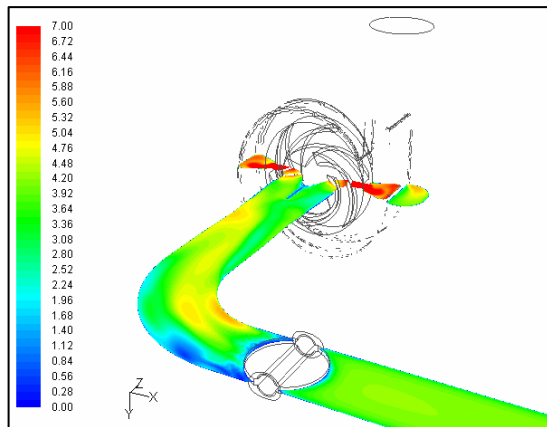


Abbildung 6.77. Geschwindigkeitsmagnitude
Variante „2DK“.

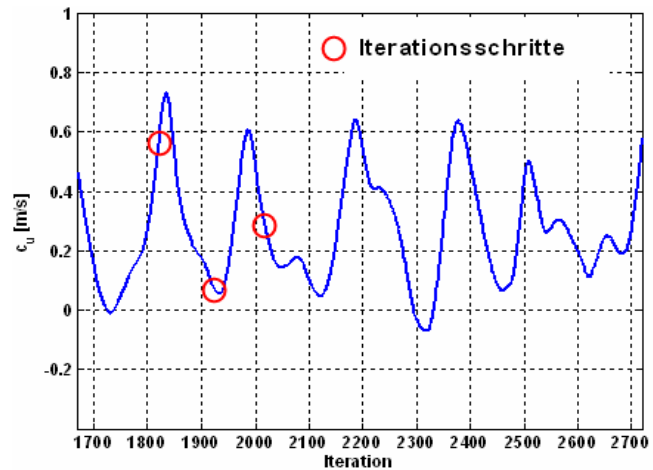


Abbildung 6.78: Konvergenzverlauf
Umfangskomponente, 0DK.

Das bedeutet, dass auch diese Rechnung keine stationäre Lösung für das Modell findet und es instationär berechnet werden sollte. Die Farbskala reicht auch hier von -0.5 bis $0.5 c_m$. Die Geschwindigkeiten sind wiederum in Strömungsrichtung aufgezeichnet und weisen daher einen positiven Betrag auf. Dies entspricht dem starken negativen Drall, der nach dem Krümmer bei den meisten Rechnungen zu erkennen ist.

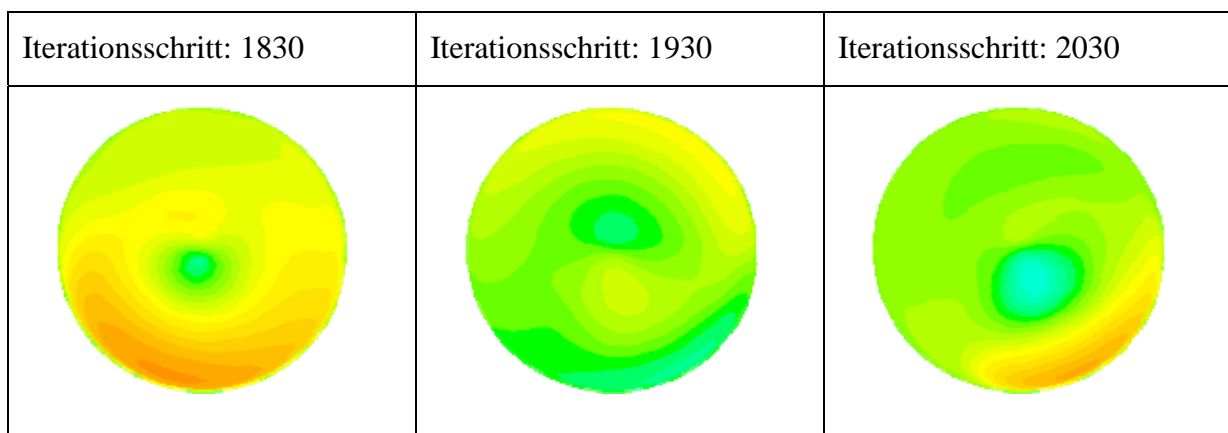


Abbildung 6.79: Umfangsgeschwindigkeitsfelder Ebene o_1 .

Die weiteren Geschwindigkeitsfelder, die sich bei der Simulation an der Ebene o_1 ergeben, werden für die gerade Leitung und die sechs Störungen in Anhang F gezeigt

Der Einfluss dieser extremen unstabilen Lösung auf die Kennwerte der Pumpe wurde analysiert. Dabei sind die Förderhöhe, das Moment und der Wirkungsgrad für die Störung 0DK über den Iterationsschritten in Abbildung 6.76. aufgezeichnet. Für die Untersuchungen dieser Arbeit sind kleine Abweichungen in den Ergebnissen bereits kritisch, da die Pumpe auch bei den experimentellen Messungen sehr geringe Einflüsse der Kennzahlen aufwies. Dennoch sollen die Ergebnisse der Rechnungen dokumentiert werden, um eine mögliche Analogie zu den instationären Rechnungen zu finden.

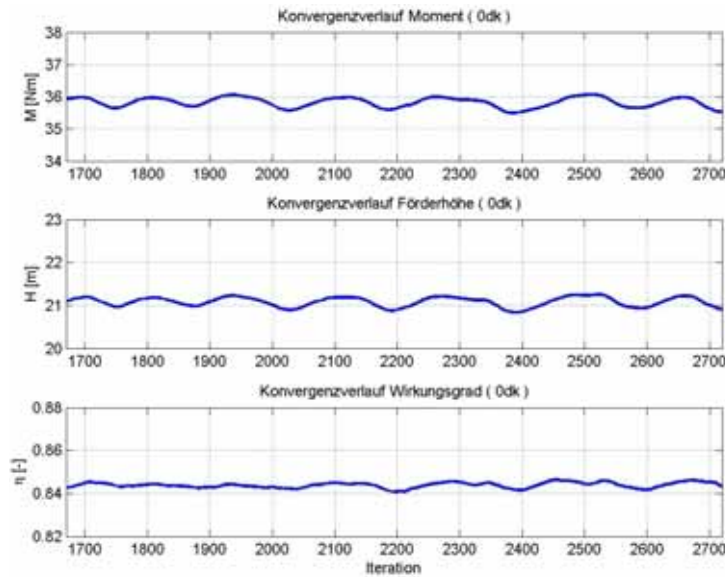


Abbildung 6.80. Einfluss auf die Kennwerte (0DK).

Da die Schwankungen der Kennwerte nur im Bereich von 1-2 % des Absolutwertes liegen, wird für alle Rechnungen ein Mittelwert über 500 Iterationsschritte gebildet und daraus die Kennwerte berechnet.

Wie genau diese Methode die Kennwerte der Pumpe bei der geraden Leitung wiedergeben kann, ist in Abbildung 6.77 zu sehen. Hier sind die Messungen mit dem aus der Simulation berechneten Wert der geraden Leitung mit „frozen rotor“ verglichen.

Es ist zu erkennen, dass die Förderhöhe, wie schon bei den Simulationen anhand der gemessenen LDV Profile, eine sehr gute Übereinstimmung mit den Messungen hat. Die hydraulische Leistung liegt 5 % unter der gemessenen, der Wirkungsgrad um 8 % über den Messungen. Die Ursache hierfür wurde schon in Kapitel 6.6.1 erwähnt.

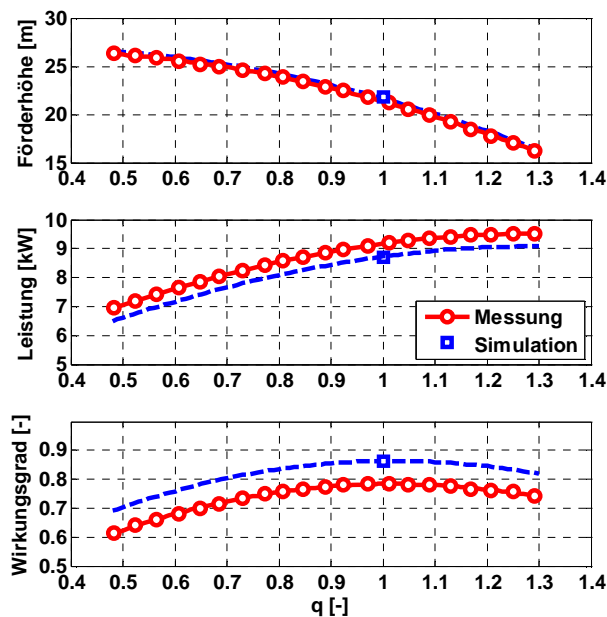


Abbildung 6.81: Vergleich Messung / Simulation.

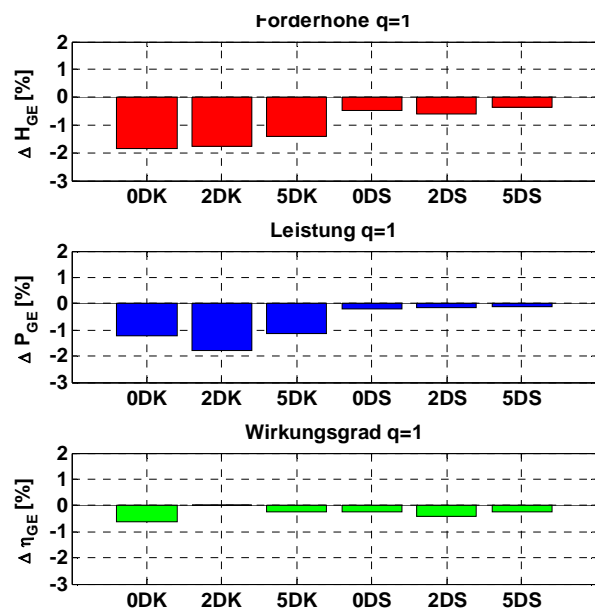


Abbildung 6.82: Einfluss der Störungen.

Die Einflüsse der verschiedenen Störungen, siehe Abbildung 6.78, ergeben bei den Förderhöhendifferenzen der Variante „K“ eine gute Übereinstimmung mit den experimentellen. Die Variante „S“ erweist anders wie bei vorigen Untersuchungen auch einen Abfall der Förderhöhe auf. Die Abweichungen der Leistung sind bei den Varianten „K“ wiederum zu erkennen. Keine großen Änderungen lassen sich in der „S“ Variante in der Leistung verzeichnen. Beim Wirkungsgrad ist keine klare Tendenz zu erkennen, die Werte

sind bis auf einzelne Fälle gegenüber den gemessenen sehr gering. Bei allen simulierten Varianten fällt der Wirkungsgrad ab.

Die bereits erwähnte Druckrelation zwischen dem minimalen Druck an den Laufradschaufeln und dem Druck an der Eintrittsmessebene ist für diese Rechnungen und jede Störung in Abbildung 6.83 zu sehen. Der Wert der geraden Leitung ist wiederum mit einer gestrichelten Linie eingezeichnet.

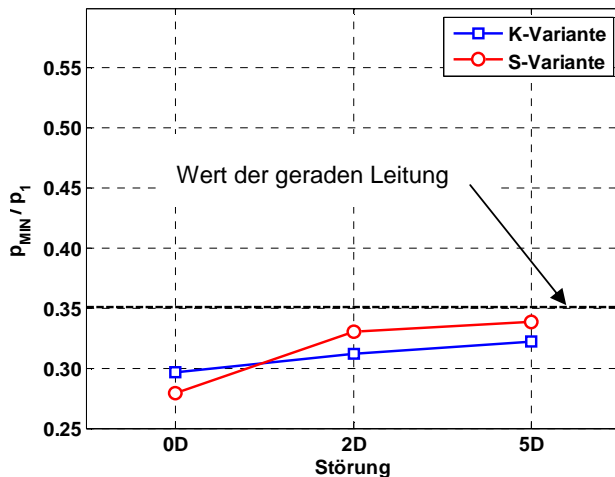


Abbildung 6.83: Minimaldruckverhältnis der Störungen.

Es wird deutlich, dass mit zunehmender Distanz L nach den Störungen die Gefahr der Kavitation sinkt. Sie ist jedoch für $L > 5 D$ immer noch deutlich höher als bei der ungestörten Zuströmung.

Die Variante „K“ erweist sich allgemein als die kavitationsempfindlichste Variante, was zum Teil auch bei den Messungen zu erkennen war. Eine Aussage der Güte dieser Ergebnisse kann jedoch nicht ohne die instationären Rechnungen gemacht werden.

Der Betrag der auf das Laufrad einwirkenden Kräfte ist in Abbildung 6.80 dargestellt. Die Angaben sind auf die Werte der geraden Leitung bezogen.

Die Varianten „K“ besitzen höhere Werte, im schlimmsten Fall sogar um den Faktor 4 größer als beim Referenzfall. Die Variante „S“ zeigt dagegen kleinere Werte als die gerade Leitung. Wiederum muss festgehalten werden, dass es sich hier auch um eine stationäre Lösung handelt und somit nur eine einzelne Position der Durchströmung des Laufrades berücksichtigt wird.

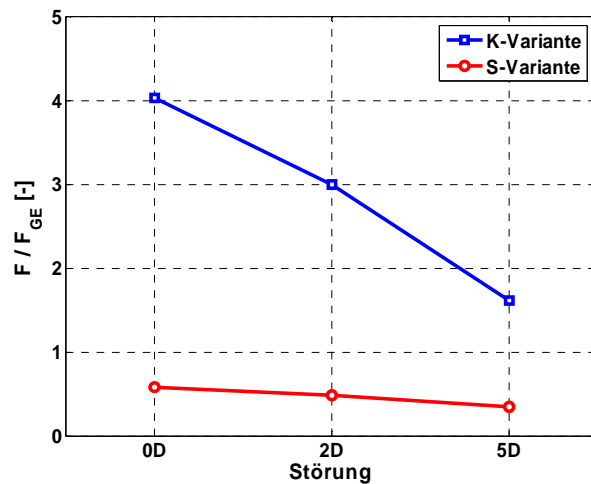


Abbildung 6.84: Auf das Laufrad wirkende Kräfte.

6.5.4 Instationäre Berechnungen an der Pumpe mit Gesamtmodell

Die Einstellungen der instationären Rechnungen wurden schon in Kapitel 6.4 diskutiert. Da diese Simulationen sehr lange Rechenzeiten in Anspruch nahmen, wurden nur der Referenzfall (gerade Leitung) und die Störungen ODS und ODK gerechnet. Gestartet wurde jeweils mit der Lösung aus der stationären Rechnung. Die Modellierung der Rotation erfolgte analog Kapitel 6.6.2. Hier wurde der Zeitschritt jedoch so eingestellt, dass bei jedem Grad eine Rechnung durchgeführt wird. Somit ist die Zeitauflösung feiner, was auch längere

Rechenzeiten zur Folge hat. Die Residuenverläufe erfüllen das Konvergenzkriterium und erreichen Werte von 10^{-4} . Der Verlauf des Momentes diente als Konvergenzkriterium und erreichte nach einer Umdrehung einen periodischen Verlauf. Es wurden daraufhin weitere 360 Zeitschritte gerechnet, entsprechend einer vollen Umdrehung des Laufrades, um die Mittelwerte der Kennlinien der Pumpe zu ermitteln. Eine Umdrehung entspricht real ca. 0.026 Sekunden und wurde in ca. 1 Woche berechnet.

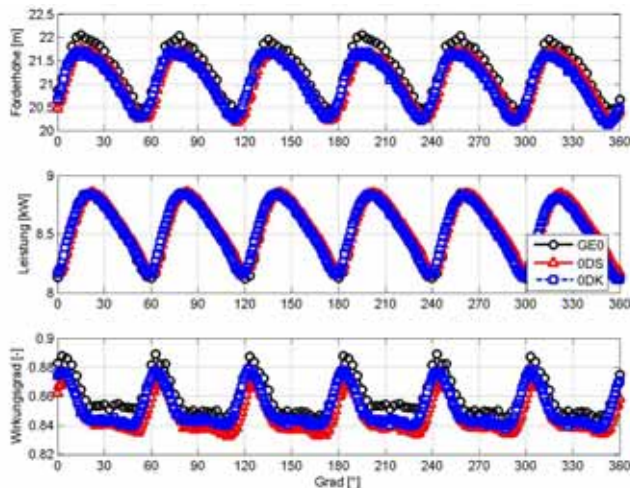


Abbildung 6.85: Kennlinien der instationären Rechnungen.

Der Verlauf der Kennwerte der Kreiselpumpe ist in Abbildung 6.85 zu sehen. Hierbei ist eine klare Periodizität der Größen zu erkennen.

Die Förderhöhe zeigt Schwankungen von $\pm 4\%$ des Mittelwertes und die Leistung von $\pm 6\%$. Bei den Wirkungsgradlinien sind Differenzwerte von 3,5 Prozentpunkten zu erkennen. Das minimale Moment wird wie erwähnt erreicht, wenn die druckseitige Schaufelkante den Sporn passiert.

Beim Aufzeichnen der massengewichteten Geschwindigkeiten am Eintritt der Pumpe wurden die schon erwähnten Schwankungen der gestörten Zuströmung festgestellt. Die Abbildung 6.88 zeigt den Verlauf der J_{ma} -Zahl und Abbildung 6.89 den der J_{ua} -Zahl.

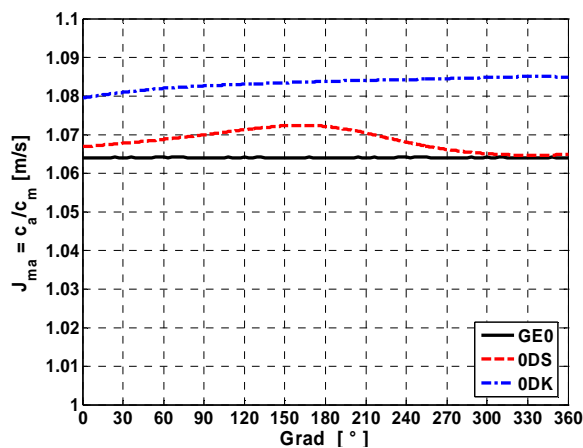


Abbildung 6.86: Gemittelte Axialgeschwindigkeit in der Ebene o_1 .

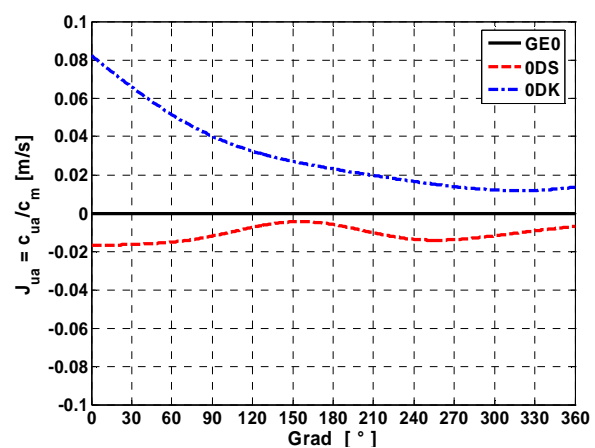


Abbildung 6.87: Gemittelte Umfangsgeschwindigkeit in der Ebene o_1 .

Es ist zu erkennen, dass diese Schwankungen deutlich niedrigere Frequenzen besitzen, als bei Berechnung einer Umdrehung erfasst werden können. Hauptsächlich die Umfangskomponente der „K“ Variante weist hohe Schwankungsamplituden auf.

Der Einfluss der instationären Zuströmung wurde bei der Rechnung der „S“ Variante für ca. vier Umdrehungen analysiert. Die dominierende Frequenz beträgt hier laut Kapitel 6.4.5 15 Hz. Das bedeutet, dass bei dieser Rechnung ungefähr zwei Ablöseperioden erkennbar sein sollten.

Der Einfluss bei schwankenden Zuströmungen ist für diese Störung nicht sehr hoch. Die Variante „K“ hat deutlich höhere Amplituden, doch deren Ablösefrequenz ist niedriger und müsste daher über mehr Umdrehungen mit entsprechend hohem Rechenaufwand berechnet werden.

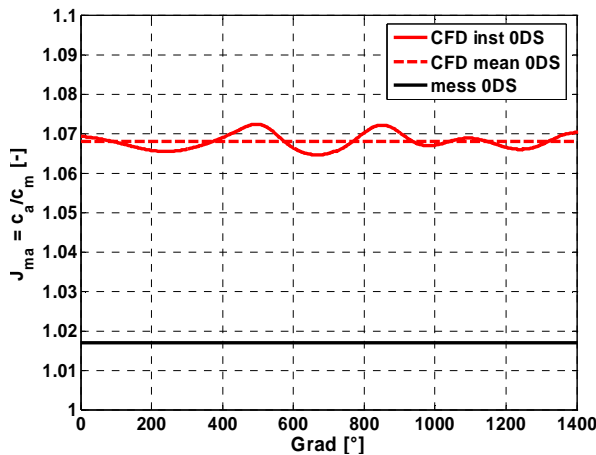


Abbildung 6.88: Gemittelte Axialgeschwindigkeit in der Ebene o_1 .

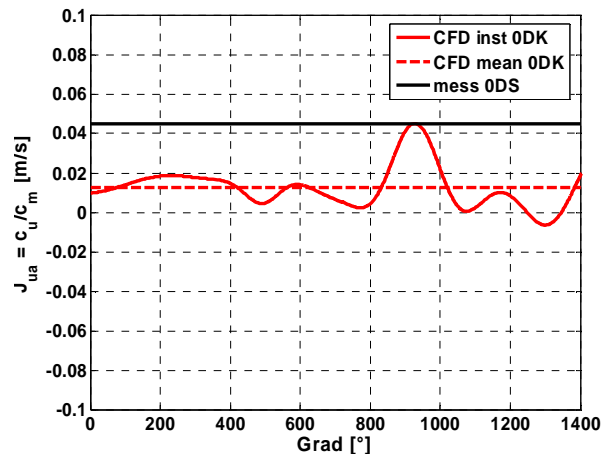


Abbildung 6.89: Gemittelte Umfangsgeschwindigkeit in der Ebene o_1 .

Die für eine Umdrehung gemittelten Werte wurden für die Berechnung der Kennwerte eingesetzt und sind in Abbildung 6.90 mit den Ergebnissen der stationären Simulation und der Messungen zusammengefasst.

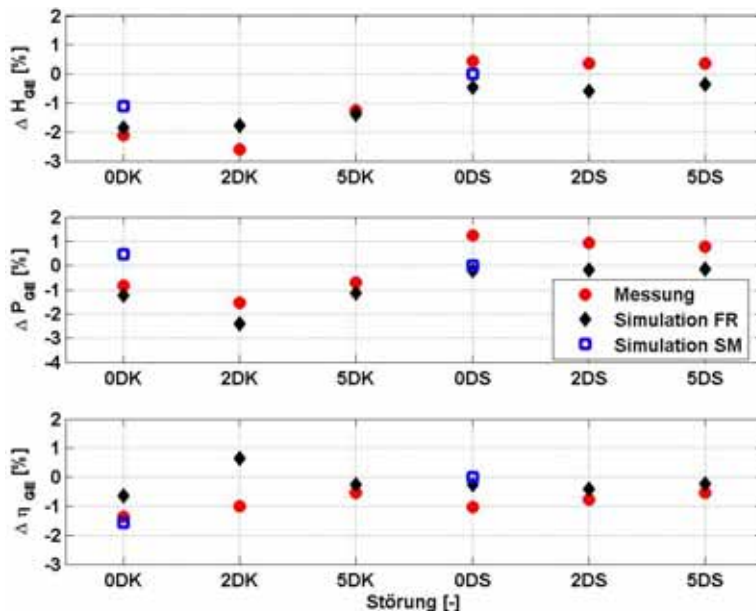


Abbildung 6.90: Einfluss der Störung gesamtes System.

Die Tendenz zu negativen Förderhöhendifferenzen bei der „K“ Variante und zu positiven bzw. sehr geringen Differenzen der „S“ Varianten stimmen überein.

Der Leistungsabfall der Varianten „K“ ist bei den stationären Rechnungen relativ gut getroffen. Das instationäre Ergebnis liefert hier jedoch eine überhöhte Leistung.

Die Wirkungsgraddifferenzen liefern ebenfalls keine befriedigenden Ergebnisse.

Werden die Druckrelationen zwischen den minimalen Laufraddruck und dem Eintrittsdruck im Zeitdiagramm verglichen, ist deutlich zu erkennen, dass diese von dem Zuströmungsverhalten abhängen und dass erst mit höheren Rechenzeiten eine korrekte Aussage gemacht werden kann.

Die Ergebnisse der Berechnungen mit dem FR-Ansatz sind ebenfalls eingetragen nur als Beweis, dass dieser ein falscher Ansatz für diese Aussagen ist, da nur eine Position des Laufrades zum Gehäuse einbezogen wird und die starken und deutlichen Wechselwirkungen der Zuströmung vernachlässigt werden, die erst bei mehreren Umdrehungen des Laufrades, d.h. erst nach deutlich längeren Rechenzeiten, richtig erfasst werden können.

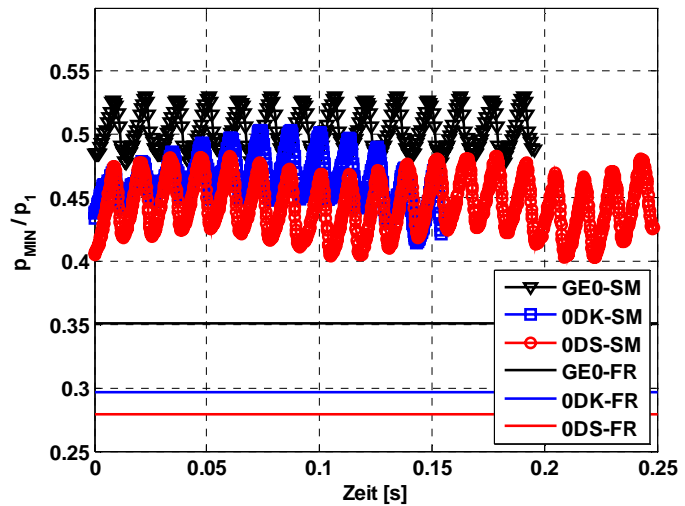


Abbildung 6.91: Minimaldruckverhältnis der Störungen.

Die Berechnungen am Gesamtsystem stellen sehr hohe Anforderungen an die Strömungsberechnung, da zwei hoch instationäre Phänomene mit verschiedenem zeitlichen Verlauf und entsprechenden Wechselwirkungen simuliert werden sollen. Somit ist festzuhalten, dass für den Fall der Einflüsse auf die Kennwerte die Rechnungen mit der Vorgabe gemessener Strömungsprofile die besseren Ergebnisse bei geringerem Aufwand liefern, jedoch für Aussagen der Kavitationsempfindlichkeit oder des Schwingungsverhalten das gesamte System berücksichtigt werden muss oder zeitabhängige Eintrittsbedingungen eingegeben werden müssen. Sind Messergebnisse nicht vorhanden, sollten Störung und Pumpe separiert berechnet werden, wobei die Ergebnisse der Störung dann als Eingangsbedingung der Pumpe dienen.

7 Ergebnisanalyse

Anhand der gewonnenen Ergebnisse wird in diesem Kapitel der Zusammenhang zwischen Art und Stärke der Abweichung der Strömungsverteilung mit Hilfe von Kennwerten vom Fall der ungestörten Zuströmung und den Auswirkungen auf die Pumpe analysiert und in der Form von empirischen Korrelationen formuliert. Hierfür wird der empirische Korrelationskoeffizient R nach Gl. 7.1 gebildet. Dieser beschreibt die Übereinstimmung zwischen den störungsabhängigen Kennzahlen der Zuströmung und resultierenden Abweichungen in den Betriebsdaten der Pumpe. Wenn der Betrag des Koeffizienten zu 1 wird, besteht ein linearer Zusammenhang. Je mehr R im Betrag von 1 abweicht, desto weiter entfernt liegen die Punkte von einer Geraden.

$$R = \frac{S_{xy}}{S_x \cdot S_y}, \quad (7.1)$$

mit der empirischen Kovarianz:
$$S_{xy} = \frac{1}{n} \sum_1^n (x_i - \bar{x})(y_i - \bar{y}) \quad (7.2)$$

und den Varianzen:
$$S_x^2 = \frac{1}{n-1} \sum_1^n (x_i - \bar{x})^2 \quad \text{und} \quad S_y^2 = \frac{1}{n-1} \sum_1^n (y_i - \bar{y})^2 \quad (7.3)$$

Die verwendeten Kennzahlen zur Charakterisierung der Zuströmungsprofile sind die in Kapitel 2 beschriebenen Asymmetriezahl A , das Axialgeschwindigkeitsverhältnis J_{ma} , das Umfangsgeschwindigkeitsverhältnis J_{ua} , das absolute Umfangsgeschwindigkeitsverhältnis $J_{|u|a}$ und das Verhältnis der Summe beider Geschwindigkeitskomponenten zu der mittleren Strömungsgeschwindigkeit. Die Korrelation wird sowohl mit den gemessenen als auch mit den numerischen Ergebnissen durchgeführt. Die entsprechend berechneten Korrelationskoeffizienten sind zunächst für den verursachten Förderhöhenabfall in Tabelle 7.1 aufgeführt.

Tabelle 7.1: Korrelationskoeffizienten Kennzahlen/ Förderhöhendifferenz.

	A	J_{ma}	J_{ua}	J_{u a}	(c_{ma}+c_{ua})/c_m
Messungen	0.1581	0.0445	0.9624	0.8974	0.6203
Stationäre Rechnungen	0.1484	0.0107	0.9928	0.9253	0.6556
Instationäre Rechnungen	0.1826	0.0539	0.9807	0.9136	0.6935

Hierbei ist klar zu erkennen, dass der Förderhöhenabfall eine direkte Relation zu der Umfangskomponente aufweist, die in Abbildung 7.1 und in Abbildung 7.2 dargestellt ist.

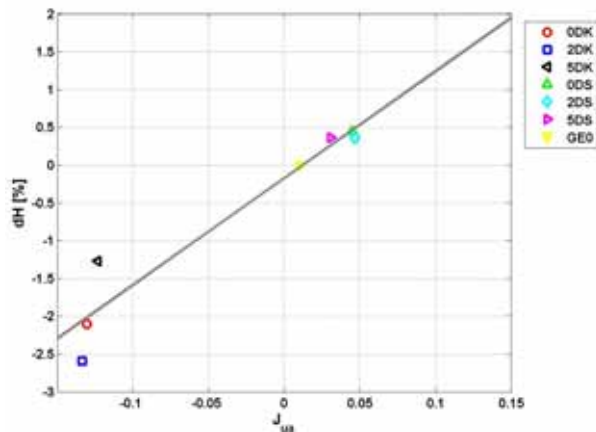


Abbildung 7.1: Förderhöhendifferenz zu J_{ua}

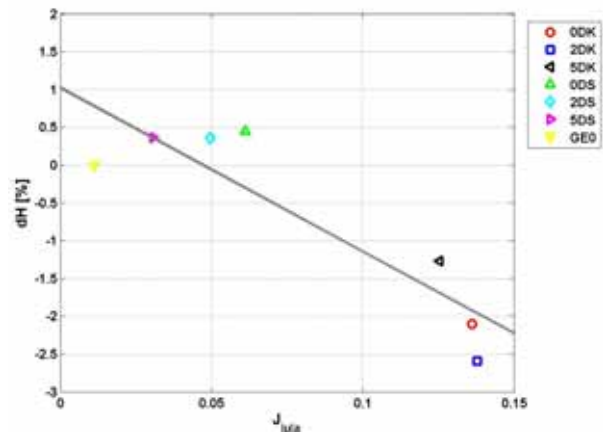


Abbildung 7.2: Förderhöhendifferenz zu $J_{u|a}$

Die Korrelationskoeffizienten für den Leistungsabfall sind analog in Tabelle 7.2 zu sehen. Es ist auch hier ein deutlicher Zusammenhang zwischen den Leistungsänderungen und den Umfangskennzahlen zu erkennen, wobei J_{ua} erwartungsgemäß am besten korreliert. Dies ist mittels theoretischer Betrachtungen der Eulergleichung (Gl.2.2) zu erkennen, da eine höhere c_u -Komponente zu einem Abfall der Leistung führt.

Tabelle 7.2: Korrelationskoeffizienten Kennzahlen/ Leistungsdifferenz.

	A	J_{ma}	J_{ua}	$J_{u a}$	$(c_{ma}+c_{ua})/c_m$
Messungen	0.1273	0.2385	0.9449	-0.7706	-0.4140
Stationäre Rechnungen	-0.1241	0.0416	0.9959	-0.9193	-0.6313
Instationäre Rechnungen	-0.0935	0.0910	0.9976	-0.9213	-0.5961

Dieser Zusammenhang wird in Abbildung 7.3 und Abbildung 7.4 aufgezeichnet.

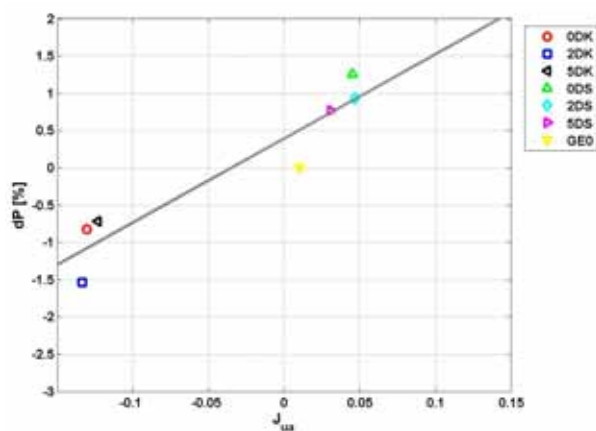


Abbildung 7.3: Leistungsdifferenz zu J_{ua}

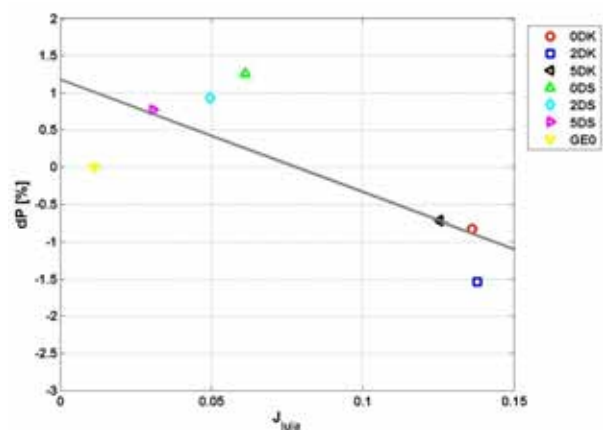


Abbildung 7.4: Leistungsdifferenz zu $J_{u|a}$

Die Korrelationskoeffizienten für den von den Störungen verursachtem Wirkungsgradabfall sind zuletzt in Tabelle 7.3 aufgelistet. Es ist zu erkennen, dass ein starker Zusammenhang der Asymmetrie und des Totalgeschwindigkeitsverhältnis existiert.

Tabelle 7.3: Korrelationskoeffizienten Kennzahlen / Wirkungsgraddifferenz.

	A	J_{ma}	J_{ua}	$J_{ u a}$	$(c_{ma}+c_{ua})/c_m$
Messungen	-0.8905	-0.5472	0.3881	-0.6836	-0.8172
Stationäre Rechnungen	-0.2712	-0.1525	0.9353	-0.9192	-0.7565
Instationäre Rechnungen	-0.4230	-0.5100	0.6431	-0.6261	-0.8115

Im Gegensatz zu den vorherigen Korrelationen, die sich nach Störungsvarianten gruppieren, sind hier die Korrelationswerte gleichmäßig über das Kennfeld verteilt. Damit wird eine lineare Tendenz belegt, die unabhängig von der Zuströmungsvariante ist.

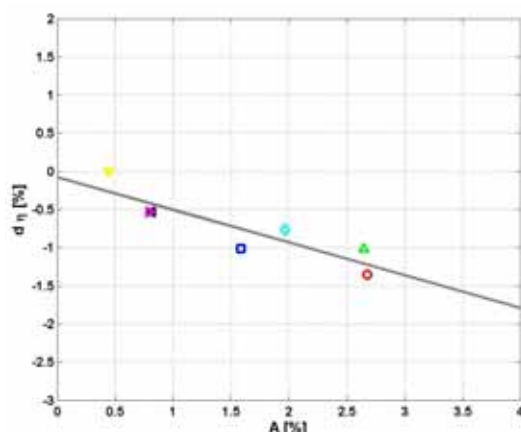


Abbildung 7.5: Wirkungsgraddifferenzen zu A.

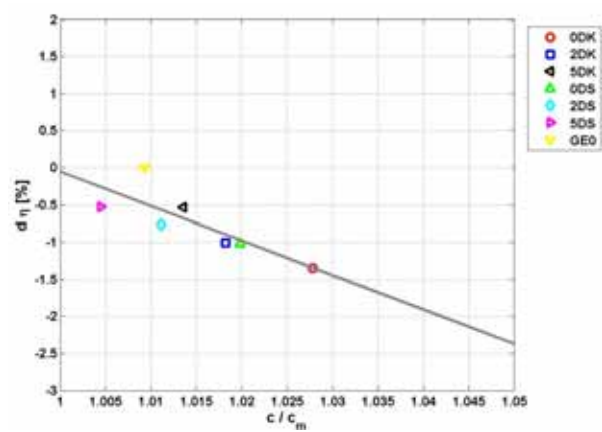


Abbildung 7.6: Wirkungsgraddifferenzen zu c/c_m .

Werden für verschiedene Zuströmungen entsprechende Korrelationen gebildet, könnten für jede Pumpenart Kennlinien erstellt werden, mit denen es möglich ist, den Wirkungsgradabfall bei einer bekannten Zuströmung vorauszusagen.

8 Zusammenfassung

Im Rahmen dieser Arbeit wurde anhand von experimentellen und numerischen Untersuchungen der Einfluss gestörter Zuströmungen auf das Betriebsverhalten einer halbaxialen ($n_s = 42$) Pumpe erfasst. Die Störungsvarianten bestehen aus der Kombination einer Klappe und eines 90° Krümmers, die in verschiedenen Distanzen vor der Pumpe eingebaut waren. Unter Variation der Zuleitungsgeometrie wurden Kennlinien- und Wirkungsgradmessungen durchgeführt und die Ergebnisse mit Referenzversuchen bei ungestörter Zuströmung verglichen. Dabei ist festzuhalten, dass jede Störung eine, wenn auch geringe, Einbuße des Wirkungsgrades bewirkt. Im Bestpunkt ist im schlimmsten Fall, bei dem sich die Störung unmittelbar vor dem Messfenster im Saugstutzen der Pumpe befand, d.h. 1 D vor dem Saugstutzen und 2.5 D vor dem Laufrad, nur 1.5 % Wirkungsgradabfall zu verzeichnen. Die Bedeutung dieses Wertes ist je nach Anwendung und Größe der Pumpe einzuschätzen und kann unter Umständen einen erheblichen Betriebskostennachteil bedeuten. Dieser Abfall steigt mit dem geförderten Volumenstrom.

Den größten Einfluss bewirkte die Einbaubedingung mit der in Krümmerebene liegenden Klappe, die einen starken Abfall der Förderhöhe im Bestpunkt von bis zu ca. 3 % bei einem Rückgang der aufgenommenen Wellenleistung von ca. 1 % zur Folge hat.

Bei ungestörter Zuströmung (Referenzzustand) sowie für verschiedene Varianten der gestörten Zuströmung wurden der kavitationsbedingte Förderhöhen- und Wirkungsgradabfall sowie für das Schädigungspotential des Kavitationszustands signifikante akustische Signale messtechnisch erfasst und mit entsprechenden Auswerteverfahren analysiert.

In Hinblick auf die Einflüsse der Störungen auf das Kavitationsverhalten der Pumpe sind folgende Aussagen möglich. Im Teillastbereich ist der Einfluss der gestörten Zuströmungen im $NPSH_{3\%}$ -Wert nicht zu bemerken. Dagegen ist im Bestpunkt eine Verschlechterung dieses Wertes zu erkennen, die für die Variante „K“ (Klappe in Krümmerebene) deutlich höher als für die „S“-Variante (senkrecht zur Krümmerebene) ausfällt. Bei Überlast liegen die negativen Einflüsse am höchsten und erreichen in den Fällen 0 D eine Verschiebung von $NPSH_{3\%}$ um etwa 2 m.

Der Kavitationsbeginn ist bei Zuströmungsstörungen im Allgemeinen früher zu erwarten. Bei der halbaxialen Pumpe liegt dieser Wert um bis zu 4 m höher. Das bedeutet, dass bei einer Pumpe, die nach den Angaben des Herstellers in einem sicher kavitationsfreien Betriebspunkt arbeitet, im Fall gestörter Zuströmung mit Kavitation zu rechnen ist.

Bewertet man das Verhalten der Kavitation anhand der akustischen Messungen, ist mit fallendem NPSH ein klarer Anstieg der Ereignisdichte und der Ereignisamplituden nachzuweisen. Diese beiden charakteristischen Größen der Kavitationsaggressivität werden nach einem akustischen Modell in einen Leistungsparameter umgewandelt. Diese Leistung ist knapp unterhalb von $NPSH_i$ zunächst noch sehr gering, wächst jedoch bei einem bestimmten, hier als kritisch bezeichneten NPSH-Wert stark an. Für den Bestpunkt wurde für alle Störungsvarianten eine grundsätzlich höhere Kavitationsaggressivität als im Fall der geraden Leitung gemessen.

Die von den Störungsvarianten verursachten mechanischen Schwingungen wurden direkt an der Pumpenwelle gemessen. Es konnte ein deutlicher Einfluss der Störungen auf die Effektiv- und Spitzenwerte der Wellenwegmessung festgestellt werden. Die Erhöhung der Schwingwerte gegenüber dem Referenzfall „gerade Leitung“ erreicht bei den Störungen mit $L = 0 D$ in Überlast ($q = 1.2$) bis zu 50 %. Dies bedeutet, dass bei gestörter Zuströmung höhere Lagerbelastungen auftreten, welche die Wartungs- und somit die Betriebskosten einer Pumpe beträchtlich erhöhen können. Dies ist auch der Fall, wenn aufgrund gestörter Zuströmung Kavitation provoziert oder verstärkt wird.

Wichtige Erkenntnisse über die Zusammenhänge wurden mit den mittels Laser-Doppler-Velocimetrie (LDV) gemessenen Strömungsverteilung unmittelbar vor dem Eintrittsstutzen der Pumpe gewonnen. So wurde festgestellt, dass das Zusammenwirken einer Klappe mit einem 90° Krümmer einen Einfluß auf die Nachströmung hat, der in bemerkenswerter Weise von der Anordnung beider Einrichtungen zueinander abhängt. Die in Krümmerebene angeordnete Klappe bewirkt einen starken Mitdrall, der sogar nach 5 D noch sehr große Geschwindigkeitskomponenten aufweist und den Abfall von Förderhöhe und Leistung der Pumpe erklärt. Dagegen, führt der bei senkrecht eingebauter Klappe entstehende Gegendrall zu einer leichten Erhöhung der Wellenleistung, verliert sich nach 5 D jedoch vollständig.

Des Weiteren ergab sich, dass die Geschwindigkeitsprofile (Axial- und Umfangskomponente) der Betriebspunkte $q = 0.8, 1.0$ und 1.2 völlig übereinstimmen, wenn sie in Relation zur volumetrisch gemittelten Axialgeschwindigkeit dimensionslos dargestellt werden. So dass von identischen Strömungsbedingungen um den Bestpunkt ausgegangen werden kann.

Die von der Störung produzierte Axialverzerrung des Profils wird relativ schnell ausgeglichen. Nach 5 D reduzieren sich die gemessenen Extremwerte von 50% auf etwa 15 % der Mittelgeschwindigkeit auseinander (zwischen 0.95 und 1.10).

Numerischen Strömungsberechnung (CFD) wurden sowohl getrennt für die untersuchten Zuleitungsvarianten und die Pumpe als auch für das gesamte System aus Zuleitung und Pumpe durchgeführt.

Bei den stationären Berechnungen der Störungsvarianten wurden verschiedene Turbulenzmodelle eingesetzt, um die berechneten Geschwindigkeitsfelder am Austritt der Störung mit den Ergebnissen der LDV-Messungen zu vergleichen. Es konnte festgestellt werden, dass die CFD Ergebnisse nicht befriedigend mit den gemessenen Werten übereinstimmen. Die Bereiche axialer Verzerrungen des Profils und die dominierenden Drallrichtungen entsprechen den gemessenen, zeigen jedoch nur Tendenzen auf, die am experimentellähnlichsten von den Turbulenzmodellen SKE und SST wiedergegeben werden. Das Turbulenzmodell SST lieferte letztendlich die besseren Ergebnisse bei den Berechnungen an der Pumpe, vor allem bei der Bestimmung der Förderhöhenkennlinien.

Allerdings konnte mit Hilfe der numerischen Simulationen die Ursache des von der Einbauposition der Klappe abhängigen gemessenen Nachströmungsverhaltens beider Störungen geklärt werden.

Die Auswirkungen auf die inneren Strömungsvorgänge im Laufrad bei gestörter Zuströmung sind minimal und können daher nur als Integralwerte erfasst werden. Die Ergebnisse wurden mit den gemessenen Auswirkungen auf das Betriebs- und Kavitationsverhalten verglichen.

Die numerischen Berechnungen, bei denen die Messergebnisse als Randbedingung eingegeben worden sind, haben eine gute Übereinstimmung mit den gemessenen Daten. Insbesondere der Druckaufbau im Laufrad wird von der Numerik erstaunlich genau wiedergegeben. Die berechneten Leistungen weisen geringe Abweichungen auf, die sich aus der Vernachlässigung der Radseitenräume ergeben. Die Wirkungsgradeinbußen sind allgemein um ca. 0.7 % Punkte unter den entsprechenden Messergebnissen.

Die Berechnungen des Gesamtsystems (Störung und Pumpe) stellen sehr hohe Anforderungen an die Strömungsberechnung, da zwei hoch instationäre Phänomene mit verschiedenen, zeitlichen Verlaufeigenschaften simuliert werden (Ablösung an der Klappe und Laufradumdrehung).

Gegenüberstellungen der Ergebnisse einer stationären („frozen rotor“) und einer instationären („sliding mesh“) Simulation ergeben beim Pumpenmodell ohne Zuströmung sehr gute Übereinstimmungen. Die Doppelspirale und die halbaxiale Form des Laufrades machen dieses Modell unempfindlich gegenüber Wechselwirkungen zwischen ruhenden und rotierenden Teilen. Der Zeitaufwand für eine instationäre Simulation beträgt teilweise mehr als das Fünffache der Zeit einer stationären Simulation, was die Verwendung von „frozen rotor“ nahe legt.

Anhand der Ergebnisse wurde der Zusammenhang zwischen Art und Stärke der Abweichung der Strömungsverteilung mit Hilfe der Kennwerte vom Fall der ungestörten Zuströmung und den Auswirkungen auf die Pumpe analysiert und in der Form von empirischen Korrelationen formuliert. Hierbei ist ein deutlicher Zusammenhang des Förderhöhen- und Leistungsabfall mit den Kennzahlen der Umfangskomponente zu erkennen, was durch die theoretischen Grundlagen einer falsch angeströmten Pumpe bestätigt wird. Eine neue Erkenntnis erbrachte der gute Zusammenhang zwischen dem Wirkungsgradabfall, der Asymmetriezahl und der Totalgeschwindigkeitserhöhung. Danach ist bei einer Asymmetriezahl von 2 und einem Geschwindigkeitsverhältnis von 1.02 ein Wirkungsgradabfall von 1 % zu erwarten.

8.1 Ausblick

Auf dem Gebiet der Zulaufleitungen für Pumpen gibt es noch viele praktisch vorkommende Varianten (Anordnungen von Krümmern, Armaturen, Diffusoren, usw.), deren Untersuchung für diese Pumpe noch nicht durchgeführt wurde. Mittels CFD-Rechnungen können verschiedene Eigenschaften der Strömungen weiter analysiert werden. Mit dieser Kenntnis können Kennfelder der Einflüsse der verschiedenen Zuströmungskennzahlen für die Pumpe erstellt werden und z.B. je nach Art und Anordnung vorangehender störender Einbaukomponenten die Mindestlänge eines geraden Rohrabschnitts ermittelt werden, die eingehalten werden muss, um die Störung der Strömungsverteilung am Pumpeneintritt und deren Auswirkung auf die Pumpe unterhalb gewisser Grenzen zu halten.

9 Literaturverzeichnis

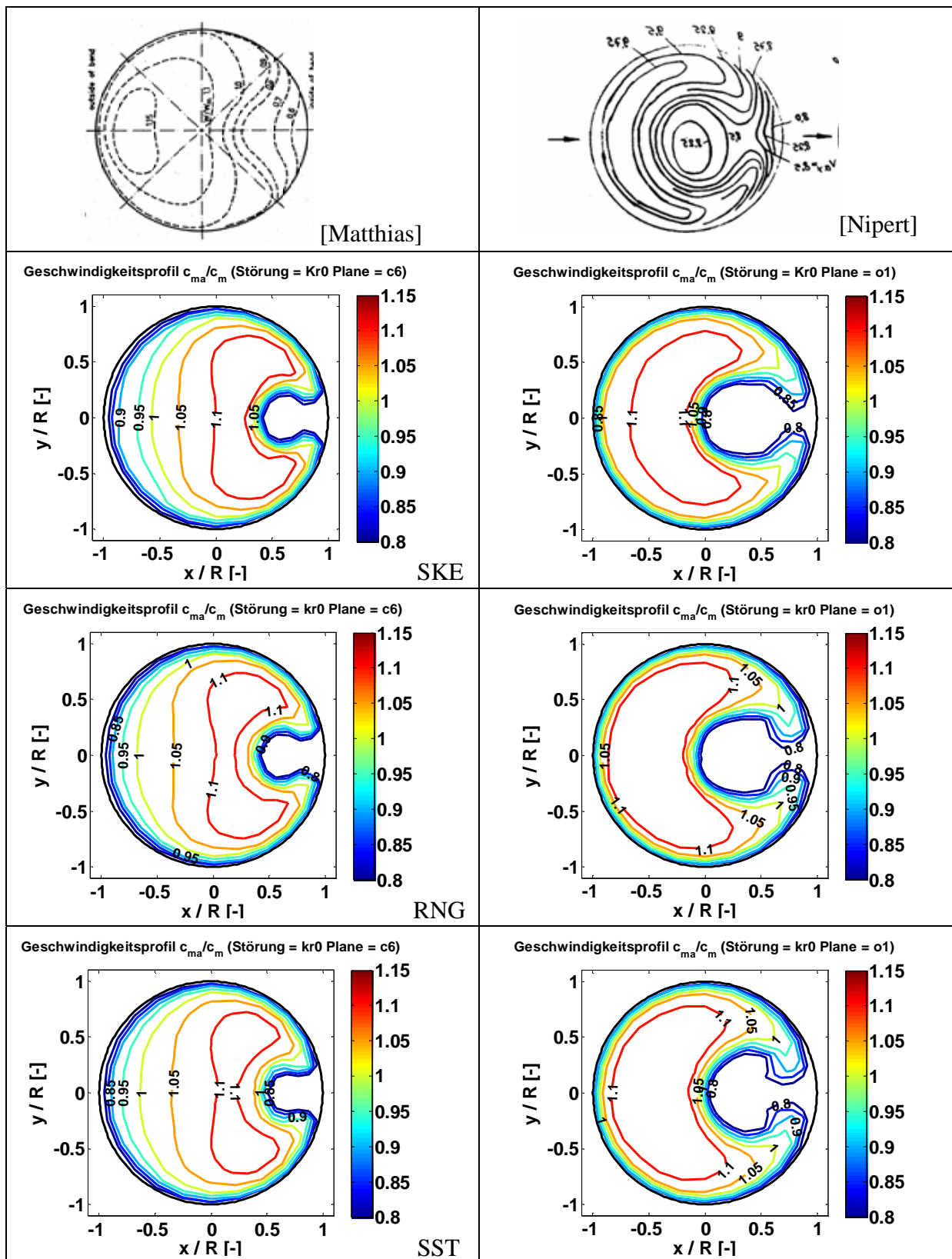
Nr.	Name	Titel / Verlag / Jahr
[1]	Adler, M.	Strömung in gekrümmten Rohren. Zeitschrift für angewandte Mathematik und Mechanik, Band 14, Heft 5, 1934.
[2]	Asuaje, M.	quasi-unsteady flow simulation in a centrifugal pump – comparison with the experimental results. Paris, France. HAT-FED04, USA 2004.
[3]	Bachert, B.	Zusammenhang zwischen visueller Erscheinung und erosiver Aggressivität kavitierender Strömungen. Shaker Verlag 2004
[4]	Bohl, W.	Technische Strömungslehre. Vogel Fachbuch, 10. Auflage.
[5]	Casey, M.	Validation of turbulence models for turbomaschinery flows – a review. Elsevier Science Ltd. 2002. Fluid Dynamics Laboratory, Sulzer Innotec, CH
[6]	DIN ISO 10816-1	Mechanical vibration-Evaluation of machine vibration by measurement on non-rotating parts. 1995
[7]	DIN ISO 7919-1	Mechanical vibration-Evaluation of non-reciprocating machines – Measurements on-rotating shafts and evaluation criteria 1996
[8]	Dopheide, D.; Moniz, G., et al	Investigation of flow conditioning in pipes. FLOMEKO 2003
[9]	EN ISO 9906	Kreiselpumpen-Hydraulische Abnahmeprüfung Klassen 1 und 2, 2002
[10]	FLUENT	FLUENT 6.2 Documentation.
[11]	Giller, L.	Numerische Untersuchung der Geschwindigkeitsverteilung in Rohrleitungen nach Störungen mittels CFD Rechnungen, Studienarbeit, TFA, TU Darmstadt 2004
[12]	Ginter, F., Klemm, D. Ruprecht, A.	Entwicklung eines Pumpenzulaufkrümmers mit Hilfe der Strömungsberechnung. Pumpentagung Karlsruhe, Oktober 1992.
[13]	Gugau, M.	Ein Beitrag zur Validierung der numerischen Berechnung von Kreiselpumpen. Dissertation TFA, TU-Darmstadt 2004.
[14]	Guilbaud, M., Houdeline, J.	Flow development in a bend with curvature and branching at high Reynolds number. Int. Symp. On Fluid Machinery, Beijing, China, 1996
[15]	Idel'chik, I.E.	Handbook of hydraulic resistance, 1966.
[16]	Jäger, R.	Experimentelle Untersuchungen zum Einfluss von Zulaufstörungen auf das Betriebsverhalten von Kreiselpumpen einfacher Geometrie. Dissertation TU-Darmstadt, 1998.

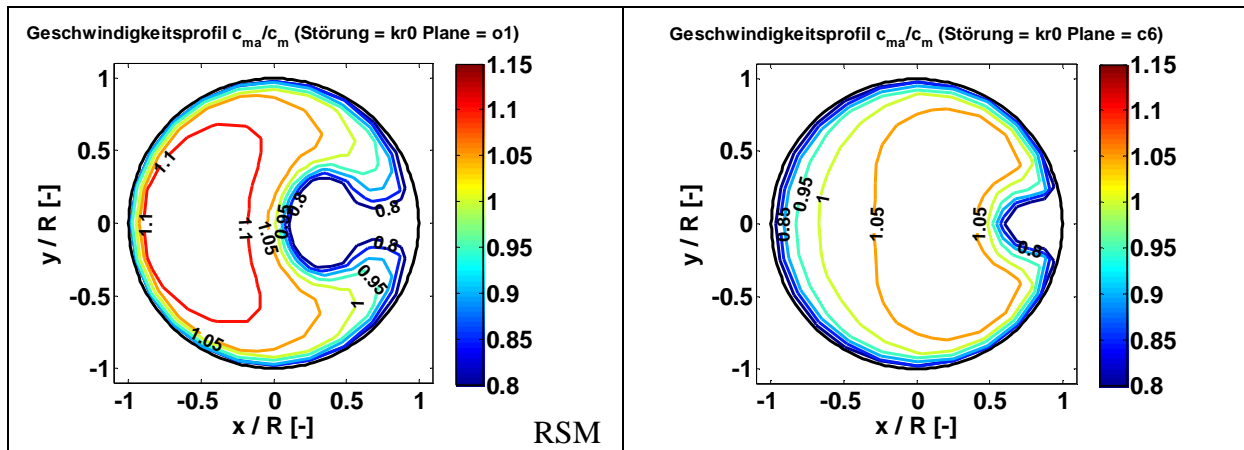
[17] Keutner, C.	Strömungsverhältnisse in einem senkrechten Krümmer. Zeitschrift VDI, Band 77, Nr. 45, 1933.
[18] Kosyna, G., Thamsen, P.	Influence of the impeller-inflow-conditions on the operational behaviour of deepwell centrifugal pumps. 9 th Conference of Fluid Machinery, Budapest 1991, S. 226
[19] Lohrberg, H.	Messung und aktive Kontrolle der erosiven Aggressivität der Kavitation in Turbomaschinen. VDI Verlag Nr. 942 Reihe 8, 2002
[20] Matthias, H.	Beitrag zur Ausbildung von Pumpensaugkrümmer, Pumpen in Kraftwerken. Tagungsbericht Intern. Symp. Braunschweig, VDI Verlag, Düsseldorf, 1966.
[21] Morrison, G.	Flow field development downstream of two in plane elbows. ASME Fluid Engineering Division Summer Meeting, 1997
[22] Morrison, G.; Tung, K.	Effects of two out of plane elbows upon the flow downstream. ASME Fluid Engineering Division Summer Meeting, 1998
[23] Murakami, M., Heya, N.	Swirling flow in suction pipe of centrifugal pumps. Bulletin JSME, Nagoya University, 1965.
[24] Murakami, M., Heya, N.	Swirling flow in suction pipe of centrifugal pumps III. Bulletin JSME, Vol. 9 Nr.34, Nagoya University, 1966.
[25] Nippert, H.	Über den Strömungsverlust in gekrümmten Kanälen. Forschungsarbeiten, Heft 320, VDI-Verlag, 1929.
[26] Peschges, K.-J.	Experimentelle Untersuchungen zum Kavitations- und Betriebsverhalten einer linsenförmigen Drosselklappe. Dissertation TU-Darmstadt 1978
[27] Pfeleiderer, C.	Strömungsmaschinen. Springer Verlag 1991.
[28] Radke, M.	Auswirkung von Einlaufkrümmer auf das Betriebsverhalten von Kreiselpumpen. Diplomarbeit TU-Berlin 1984.
[29] Riedel, T.	Numerische Berechnung einer halbaxialen Kreiselpumpe mit gestörter Zuströmung. Studienarbeit TFA, 2006.
[30] Ritzinger, S.	Simulation realer Laufradströmungen. Dissertation TU München, 1997.
[31] Ruprecht, A.	Unsteady flow analysis in hydraulic turbomachinery. Seminar CFD for turbomachinery applications, Danzig, September 2001.
[32] Sanchez, F.; et al.	Curved Pipe flow numerical simulation for metrology purposes using CFD 2000. ASME Fluid Engineering Division Summer Meeting, 1998
[33] Schäfer, M.	Numerik im Maschinenbau. Springer-Verlag Berlin Heidelberg 1999.
[34] Schenkel, S.	Modellierung und numerische Simulation der Strömungsvorgänge am Laufradeintritt von Turboarbeitsmaschinen. Dissertation TU Darmstadt, 1998.

[35] Schöneberger, W.	The Influence of inflow conditions on cavitation in centrifugal pumps. TU-Darmstadt.
[36] Sedlar, M.	Investigation of rotor-stator interactions influence on flow fields in radial pumps flows, 3th European Conference on Turbomachinery, S.1017-1025, London 1999.
[37] Siekmann, H.; Schröter, R.	Auswirkung ungleichmäßiger Zuströmung auf spezifisch schnellläufige Kreiselpumpen. VDMA-Frankfurt 1984.
[38] Siekmann, H.	Störungen von Rohrströmungen in Kreiselpumpen. Literaturrecherche TU-Berlin 1984.
[39] Sprenger, H.	Experimentelle Untersuchungen an geraden und gekrümmten Diffusoren. Promotion Nr. 2803 ETHZ, November 1970.
[40] Stoffel, B.	Turbomaschinen I + II. Skript, Tfa TU-Darmstadt, 2003.
[41] Stolt, K.	Electromagnetic flow meters, flow disturbances and measurement accuracy. Swedish national testing and research institute, 1985.
[42] Straub, S.	"Messungen der Geschwindigkeitsprofile am Eintritt einer Pumpe mittels Laser-Doppler-Velocimetrie“, Studienarbeit TFA TU-Darmstadt 2004.
[43] Sundar, R.; Balabaskaran, V.	Study of flow in an elbow type draft tube with inlet swirl. Int. Symp. On Fluid Machinery, Beijing, China, 1996
[44] Tamm, A.	Beitrag zur Bestimmung der Wirkungsgrade einer Kreiselpumpe durch theoretische, numerische und experimentelle Untersuchungen. Dissertation TFA, TU-Darmstadt 2003.
[45] Timcke, J.:	Investigation of static pressure head profiles. Zeitschrift World Pumps, November 1995.
[46] Treutz, G.	Numerische Simulation der instationären Strömung in einer Kreiselpumpe. Dissertation TU Darmstadt, 2002.
[47] Wagner, W.	Verluste in Strömungen. Fachbuch Vogel Verlag
[48] Weinerth, J.	Optimierung der Betriebsbedingungen von Wassertransportpumpen. Zeitschrift Abwasser Nr. 12, S. 35, 2001.
[49] Yedidiah, S.	Effects of suction-line layout on the performance of centrifugal pumps. Cavitation and Multiphase Flow Forum, Toronto, June 1990.

10 Anhänge

Anhang A: Isotachen der axialen Geschwindigkeit in 90° Rohrkrümmern





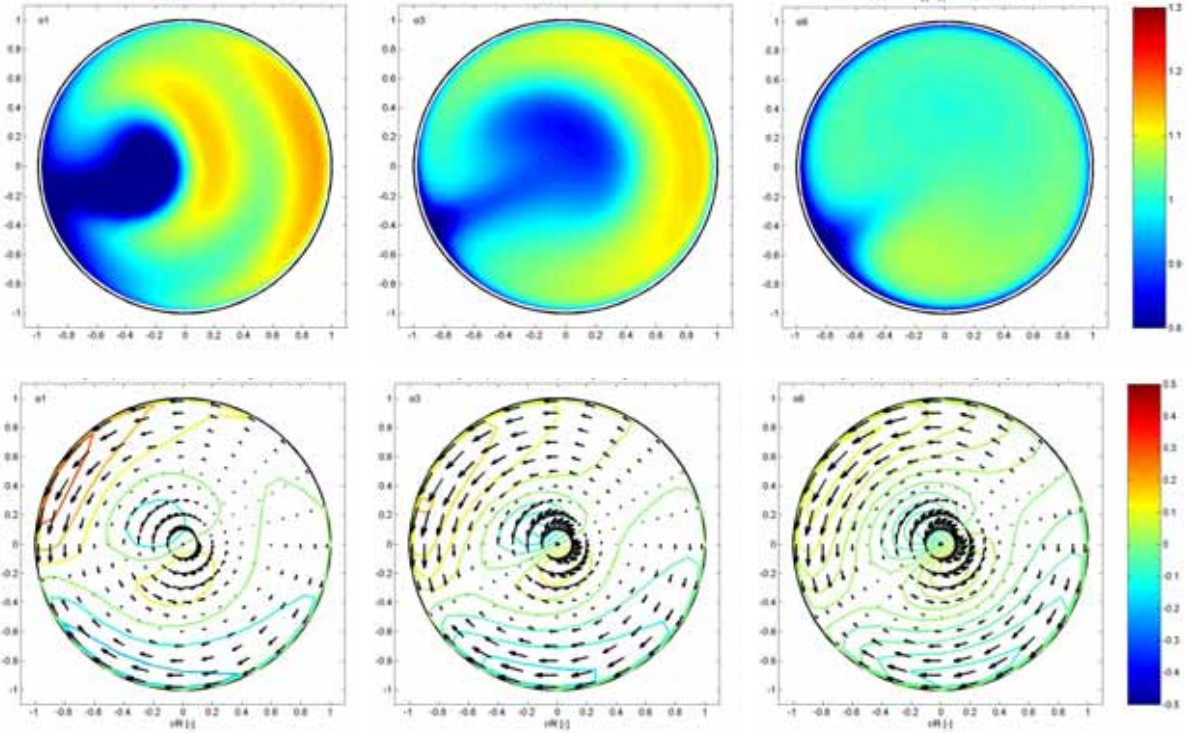
Anhang B: Vergleich der Störung „S“ für verschiedene Turbulenzmodelle.

SKE-Modell

0D (out_1)

2D (out_3)

5D (out_6)

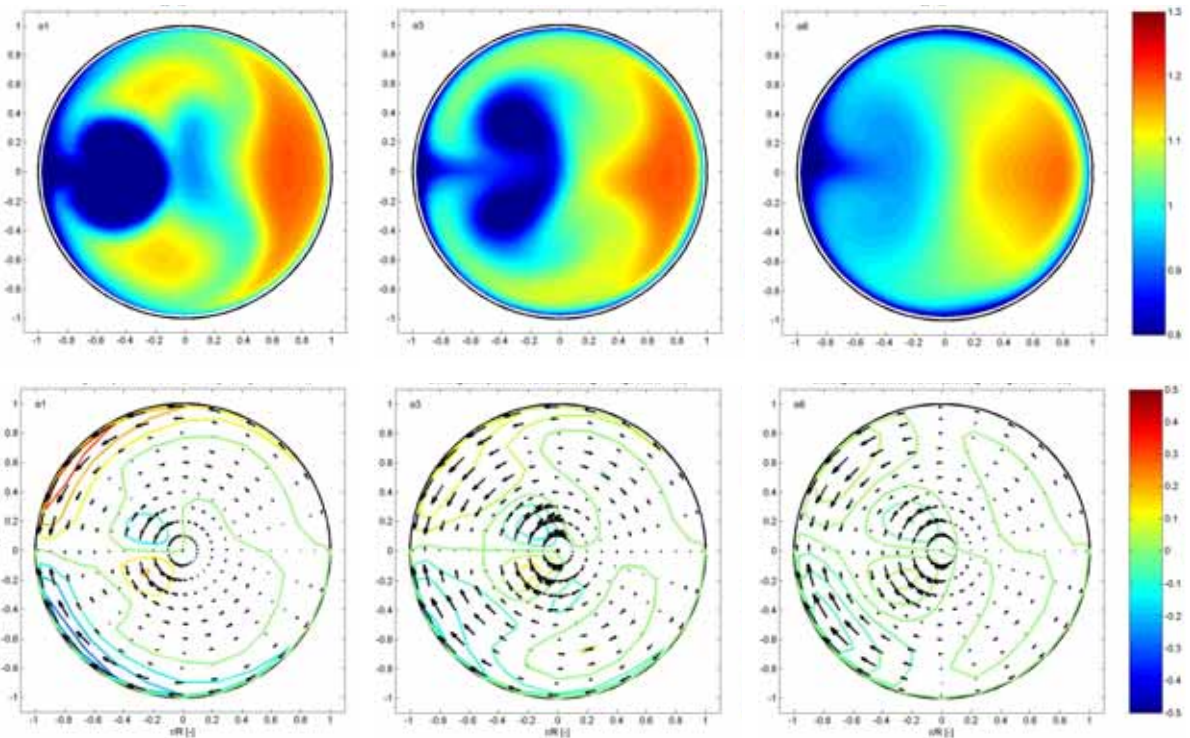


RNG - Modell

0D (out_1)

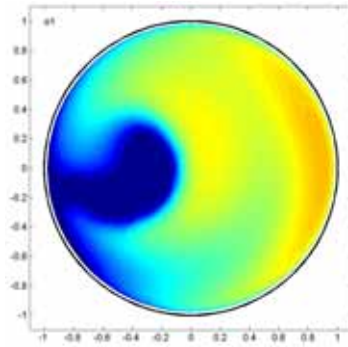
2D (out_3)

5D (out_6)

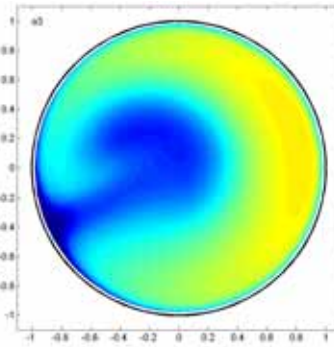


RKE -Modell

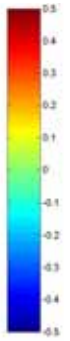
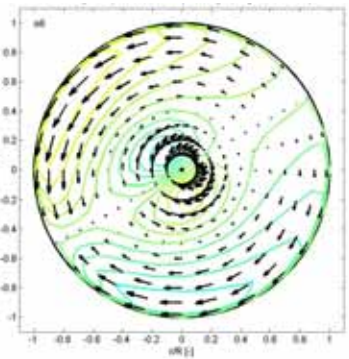
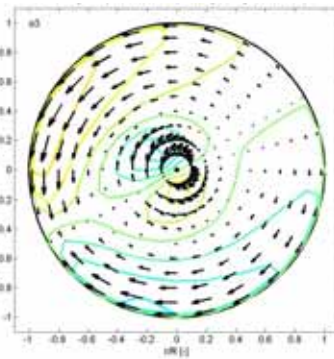
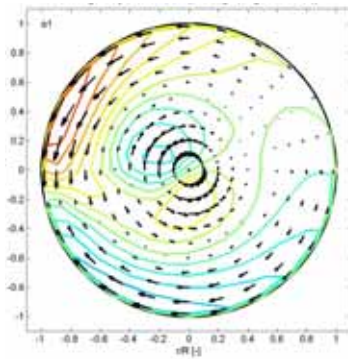
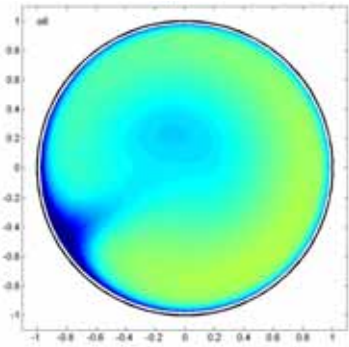
0D (out_1)



2D (out_3)

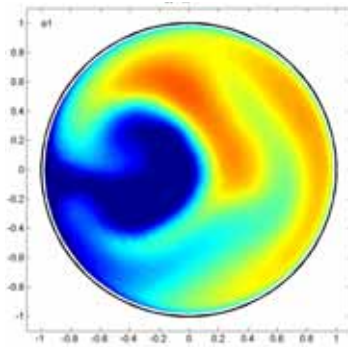


5D (out_6)

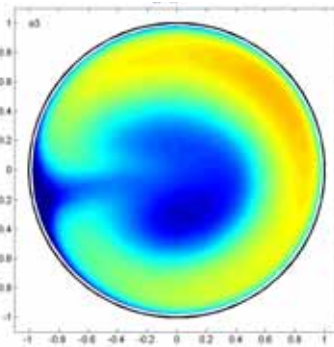


SST-Modell

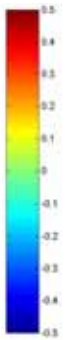
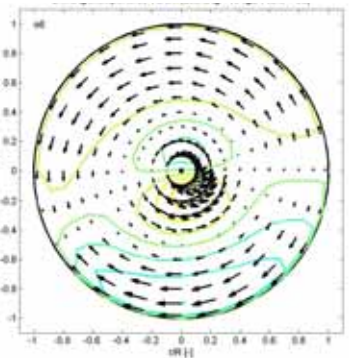
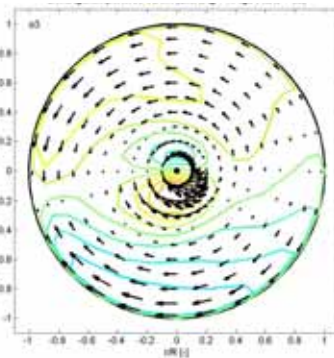
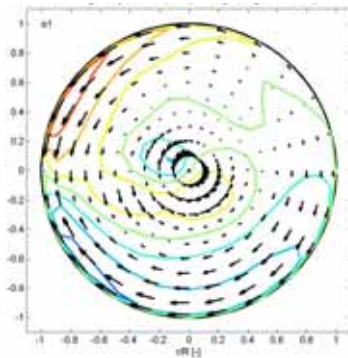
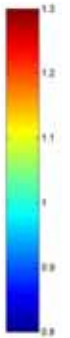
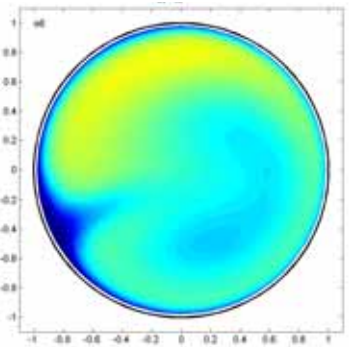
0D (out_1)



2D (out_3)



5D (out_6)



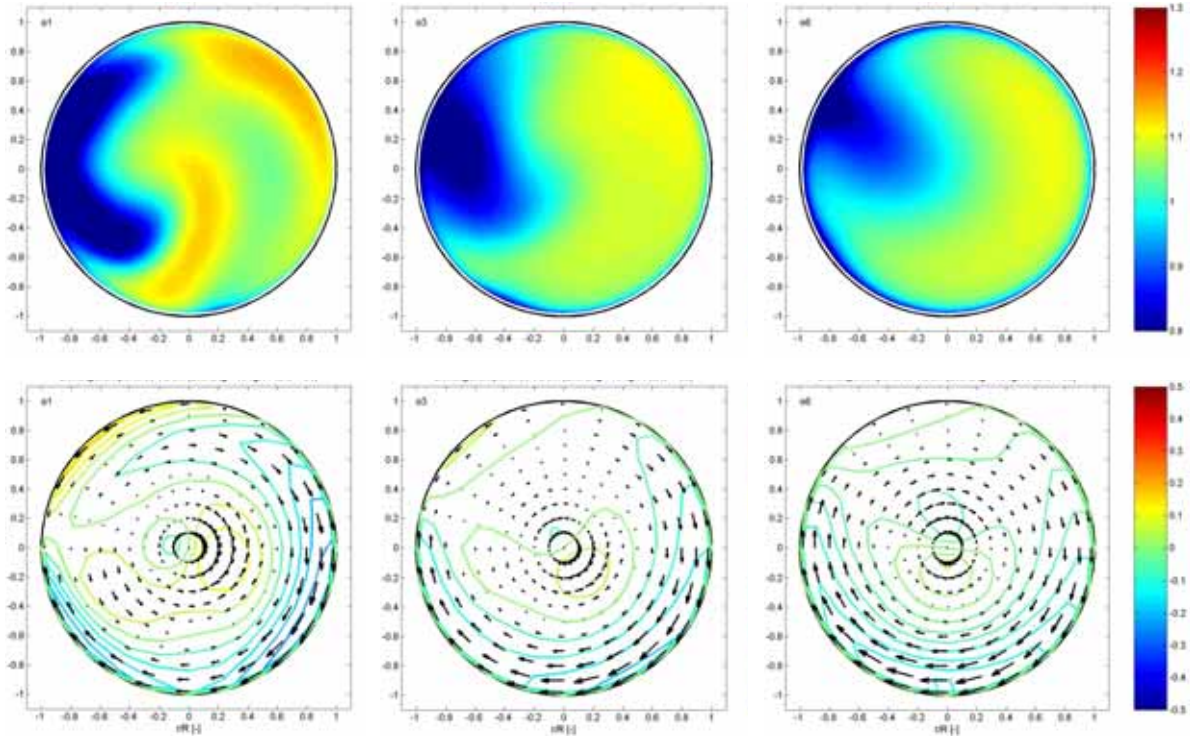
Anhang C: Vergleich der Störung „K“ für verschiedene Turbulenzmodelle.

SKE -Modell

0D (out_1)

2D (out_3)

5D (out_6)

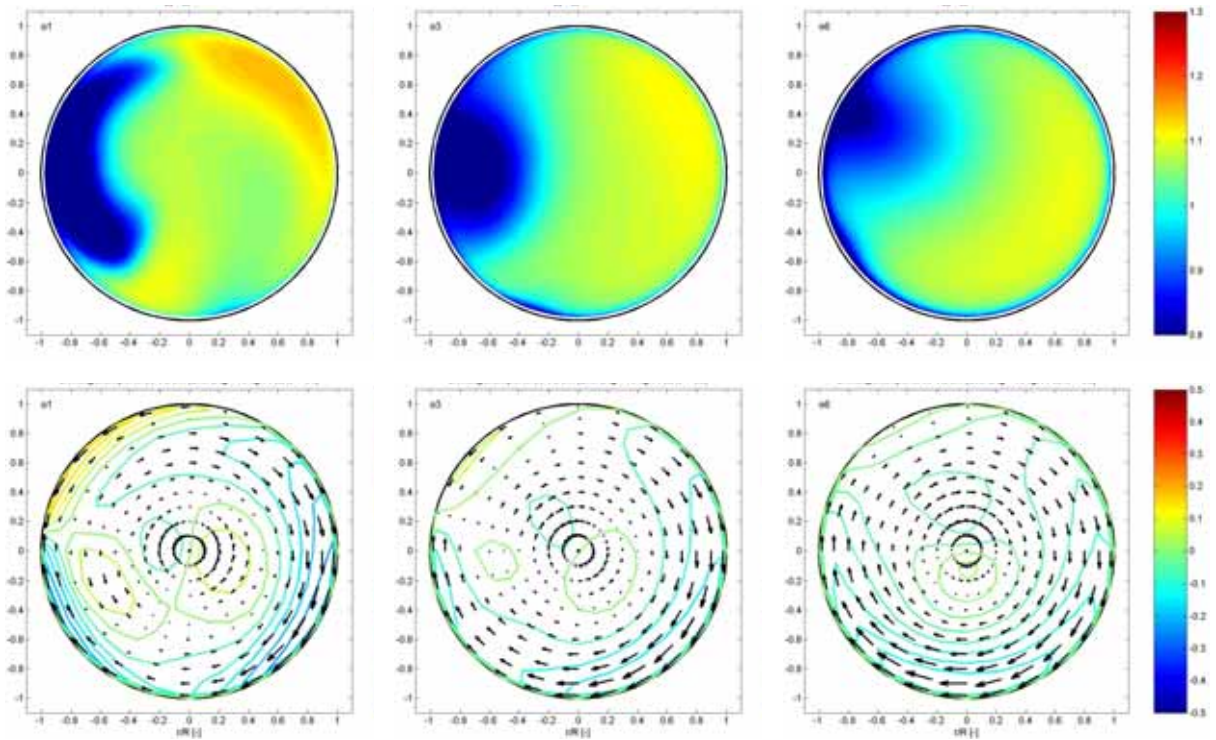


RKE -Modell

0D (out_1)

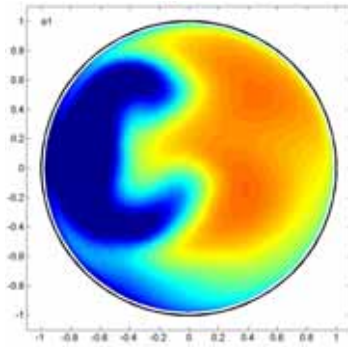
2D (out_3)

5D (out_6)

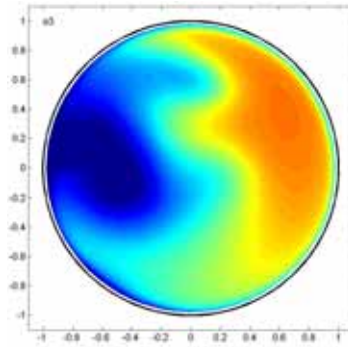


RNG -Modell

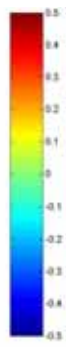
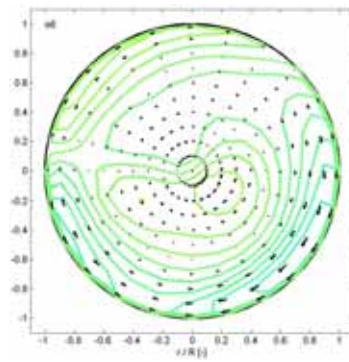
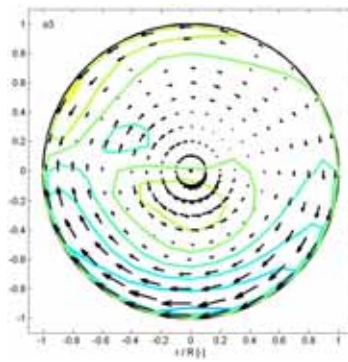
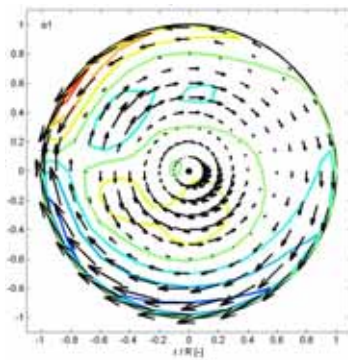
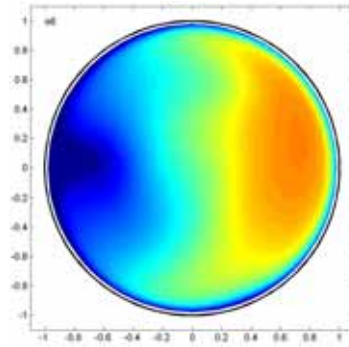
0D (out_1)



2D (out_3)

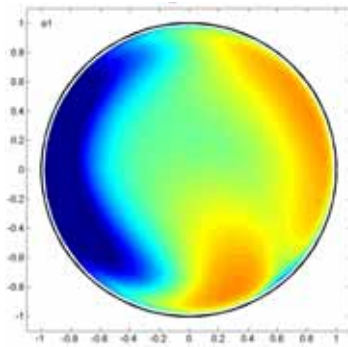


5D (out_6)

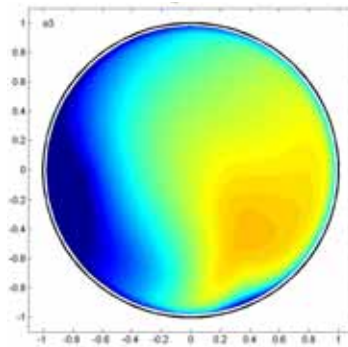


SST -Modell

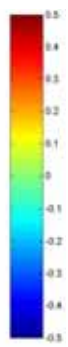
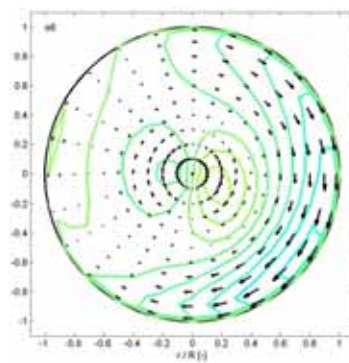
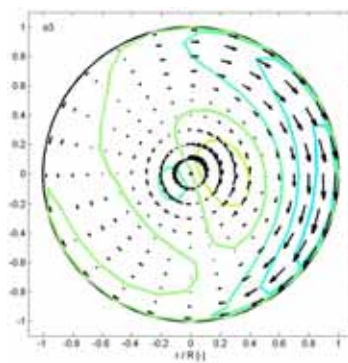
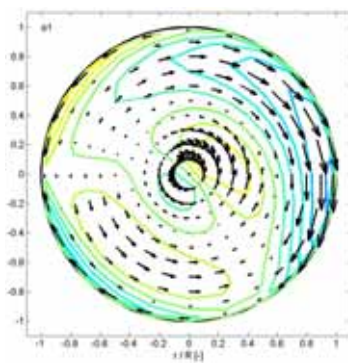
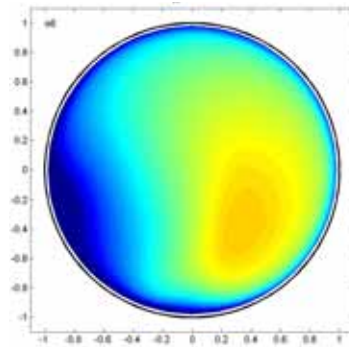
0D (out_1)



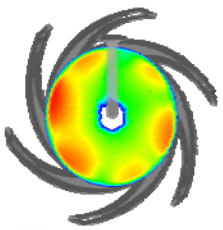
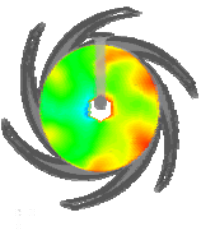
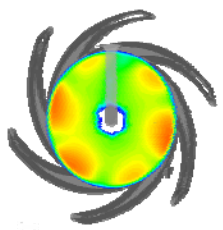
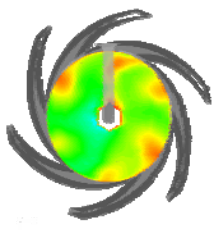
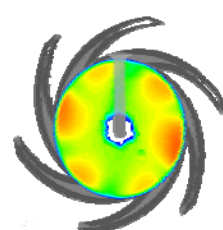
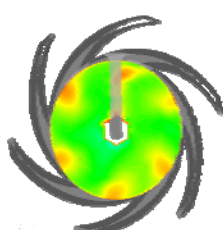
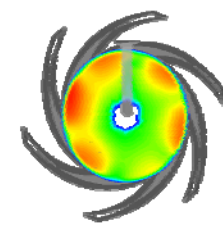
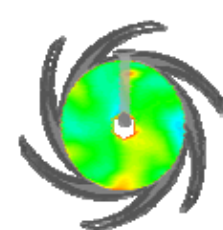
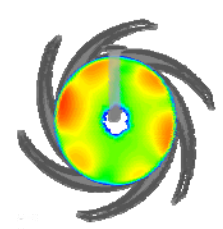

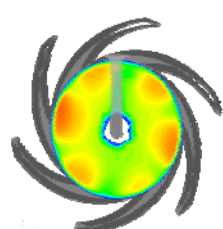
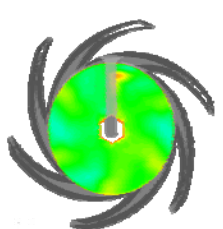
2D (out_3)



5D (out_6)

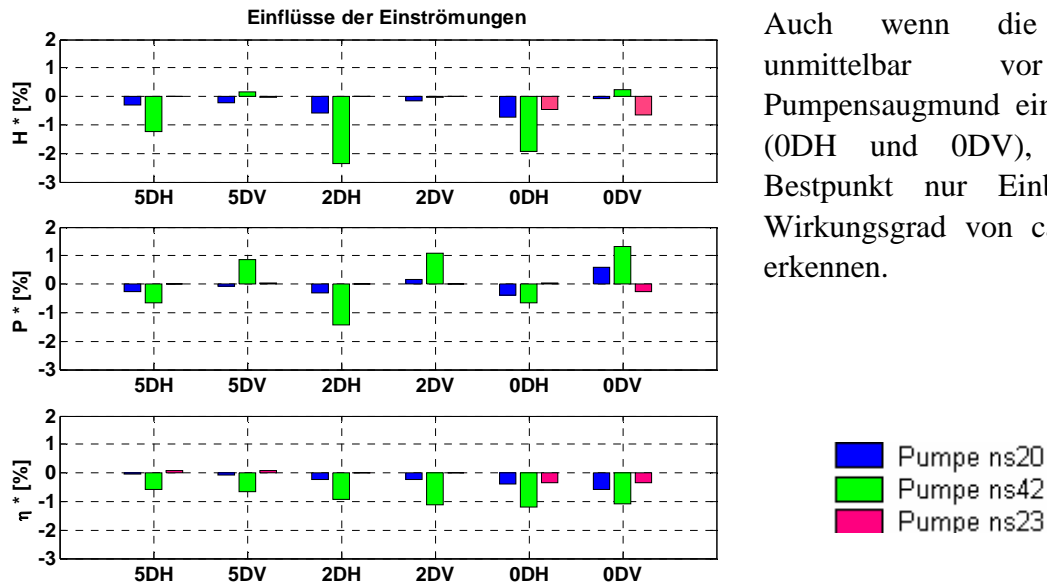


Anhang D: Anströmung des Laufrades bei den verschiedenen Störungen

	cm	cu
0DK		
2DK		
5DK		
0DS		
2DS		
5DS		

Anhang E: Vergleich der Einflüsse anderer Pumpenbauarten

Die Einflüsse auf die Kennwerte der drei untersuchten Maschinen ist in Abbildung E.1 zu sehen. Es ist zu erkennen, dass diese erst bei der Pumpe mit höherer spezifischer Drehzahl wahrnehmbar sind, was die Theorie bestätigt, da der Druckaufbau bei Pumpen mit niedriger n_s -Zahl überwiegend aus der Zentrifugalkraft erfolgt und das Anströmungsprofil dabei keine große Rolle spielt.



Auch wenn die Störung unmittelbar vor dem Pumpensaugmund eingebaut ist (0DH und 0DV), sind im Bestpunkt nur Einbußen im Wirkungsgrad von ca. 1 % zu erkennen.

Abbildung E.1: Einflüsse auf Kennwerte verschiedener Pumpen ($q=1.0$)

In Hinblick auf die Einflüsse auf das Kavitationsverhalten der Pumpen sind folgende Aussagen möglich. Im Teillastbereich ist der Einfluss der Zuströmungen im $NPSH_{3\%}$ -Wert nicht zu bemerken (siehe Abbildung E.2, oben).

Doch schon im Bestpunkt ist bei den einstufigen Pumpen eine Verschlechterung dieses Wertes zu erkennen, die bei der Variante H (Klappe in Krümmerebene) deutlich höher als bei der V (senkrecht zur Krümmerebene) liegt.

Eine leichte Tendenz der Verbesserung des Wertes ist bei der mehrstufigen Pumpe zu sehen, die jedoch in dem Bereich der Genauigkeit liegt und deshalb nicht aussagekräftig ist.

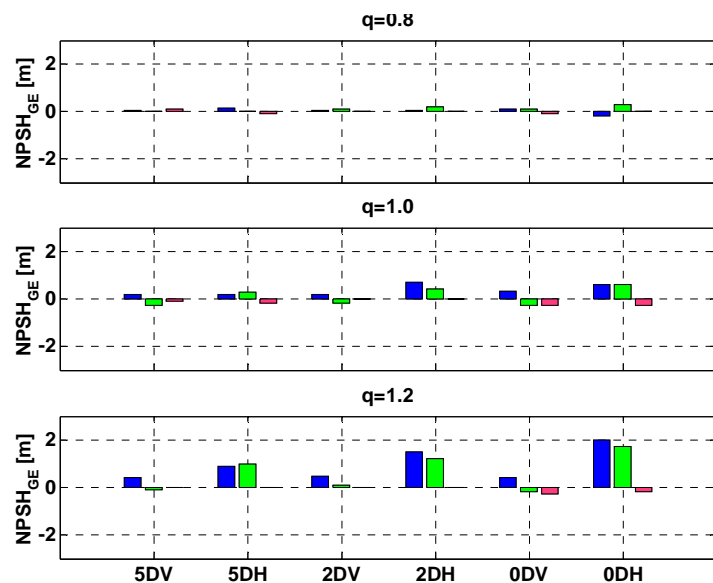


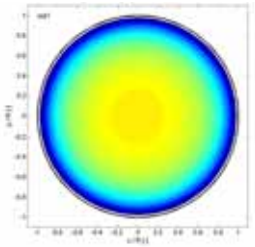
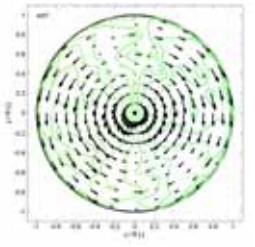
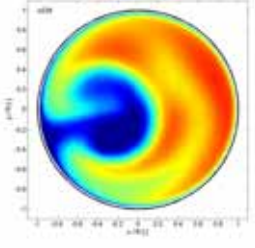
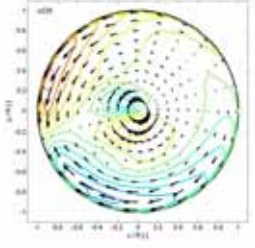
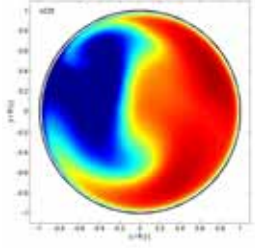
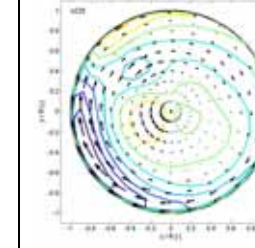
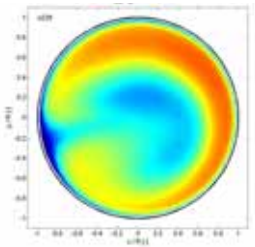
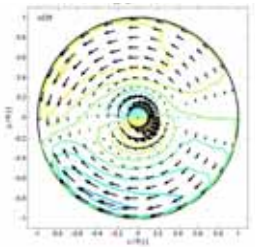
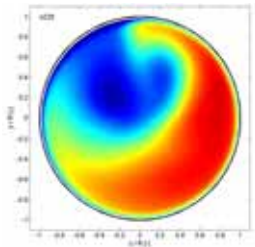
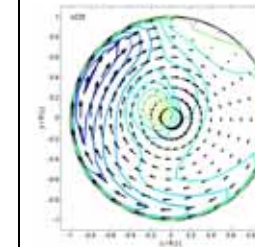
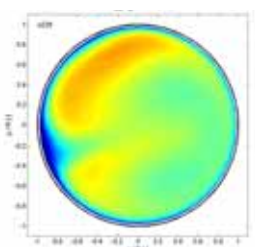
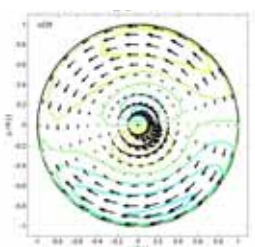
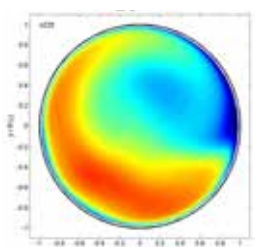
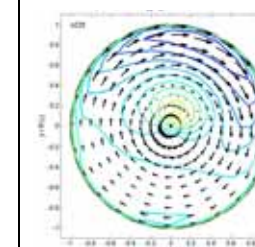
Abbildung E.2: Einflüsse bei $NPSH_{3\%}$

Bei Überlast liegen die negativen Einflüsse am höchsten und erreichen in den Fällen 0D bei beiden einstufigen Pumpen um die 2 m.

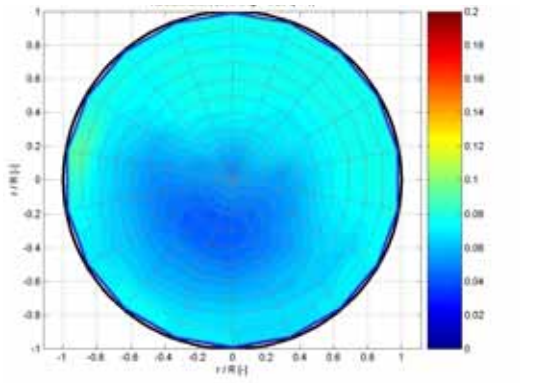
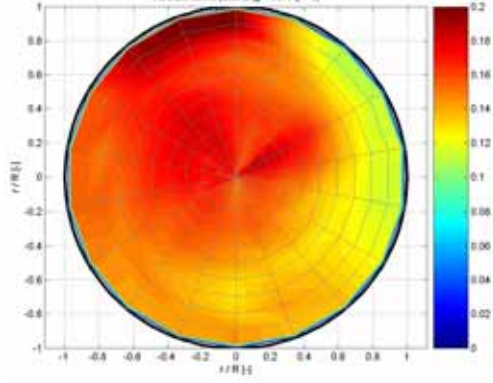
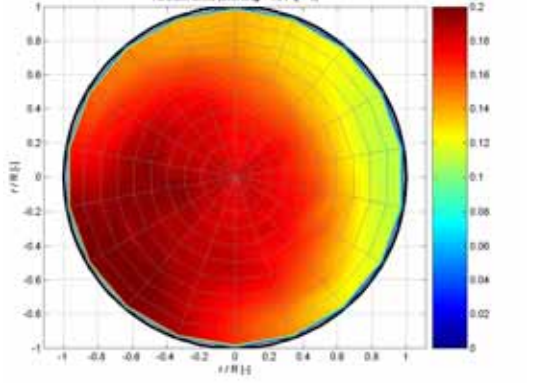
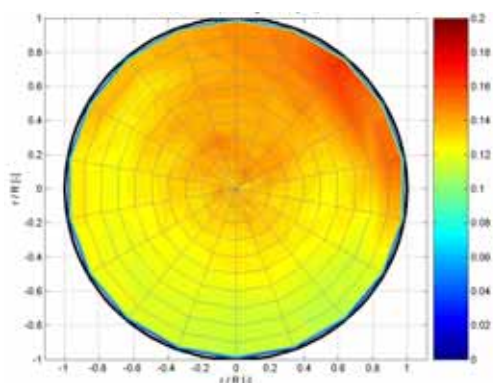
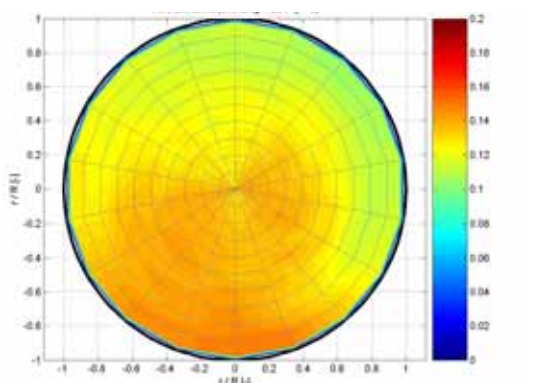
Der Kavitationsbeginn ist bei Zuströmungsstörungen allgemein eher zu erwarten. Bei den einstufigen Pumpen ist dieser Wert um bis zu 4 m höher, bei der mehrstufigen liegt die größte Einbuße zwischen 1 bis 1,5 m. Das bedeutet, dass in Pumpen, die nach Angaben des Herstellers in einem kavitationsfreien Betriebspunkt arbeiten, mit Kavitation zu rechnen ist.

Betrachtet man das Verhalten der Kavitation anhand der akustischen Messungen, ist klar ein Anstieg der Ereignisdichte und der Ereignisamplituden mit fallendem NPSH nachzuweisen. Diese zwei charakteristischen Größen der Kavitationsaggressivität werden nach einem akustischen Modell in einen Leistungsparameter umgewandelt, der einen gleichartigen Verlauf wie die Ereignisdichte aufweist. Diese Leistung ist unterhalb von NPSH_i zunächst sehr gering, wächst jedoch unter einem bestimmten, hier als kritischer Wert bezeichneten NPSH-Wert, stark an. Allgemein wurde für den Bestpunkt bei den verschiedenen Störungen eine größere Kavitationsaggressivität als bei der geraden Leitung gemessen.

Anhang F: Geschwindigkeitsverteilungen in ω_1 stationäre FR- Rechnungen des gesamten Systems

Axialkomponente	Umfangskomponente	Axialkomponente	Umfangskomponente
Gerade Leitung			
			
0DS		0DK	
			
2DS		2DK	
			
5DS		5DK	
			

Anhang G: Turbulenzgrade der gemessenen Störungen

	Gerade Leitung	
L =	Klappe in Krümmerebene „K“	Klappe senkrecht zur Krümmerebene „S“
0D		
2D		
5D	